



TUGAS AKHIR - TM 095502

**ANALISA PERBANDINGAN PERFORMA TURBIN GAS PLTGU
UNIT 1.2 DAN 1.3 PADA BEBAN 50 MW DAN 100 MW.**

**FIKRI LOGI FIRMANSYAH
NRP 2113 030 071**

**Dosen Pembimbing
Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. PhD.
NIP 19751206 200501 1 002**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



TUGAS AKHIR - TM 095502

**ANALISA PERBANDINGAN PERFORMA TURBIN GAS PLTGU
UNIT 1.2 DAN 1.3 PADA BEBAN 50 MW DAN 100 MW.**

FIKRI LOGI FIRMANSYAH
NRP 2113 030 071

Dosen Pembimbing
Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. PhD.
NIP 19751206 200501 1 002

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TM 095502

**GAS TURBINE PERFORMANCE COMPARATIVE ANALYSIS
PLTGU UNIT 1.2 AND 1.2 WITH 50 MW AND 100 MW LOAD.**

FIKRI LOGI FIRMANSYAH
NRP 2113 030 071

COUNSELOR LECTURER
Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. PhD.
NIP 19751206 200501 1 002

Diplome III Program
Mechanical Engineering Departement
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2017



FINAL PROJECT - TM 095502

**GAS TURBINE PERFORMANCE COMPARATIVE ANALYSIS
PLTGU UNIT 1.2 AND 1.2 WITH 50 MW AND 100 MW LOAD.**

**FIKRI LOGI FIRMANSYAH
NRP 2113 030 071**

**COUNSELOR LECTURER
Dedy Zulhidayat Noor, ST. MT. PhD.
NIP 19751206 200501 1 002**

**Diplome III Program
Mechanical Engineering Departement
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya 2017**

**ANALISA PERBANDINGAN PERFORMA
TURBIN GAS PLTGU UNIT 1.2 DAN 1.3 PADA
BEBAN 50 MW DAN 100 MW**

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Untuk Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
Pada Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi Diploma III Reguler
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh :

FIKRI LOGI FIRMANSYAH

2113 030 071

Disetujui Oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :



Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, Ph.D

NIP. 19751206 200501 1 002

Surabaya, Januari 2017

ANALISA PERBANDINGAN PERFORMA TURBIN GAS PLTGU UNIT 1.2 DAN 1.3 PADA BEBAN 50 MW DAN 100 MW

Nama Mahasiswa : Fikri Logi Firmansyah
NRP : 2113 030 071
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD

Abstrak

Di Indonesia kebutuhan akan daya listrik semakin meningkat setiap tahunnya, hal ini diakibatkan kebijakan pemerintah dalam penyediaan daya listrik yang ingin menjangkau seluruh daerah di Indonesia. Kebutuhan daya listrik yang dibutuhkan sangatlah besar sehingga membuat pembangkit bekerja pada beban yang berubah ubah sesuai pada permintaan kebutuhan listrik. Dalam merespon perubahan kebutuhan listrik, maka akan terjadi perubahan pada jumlah suplai bahan bakar, jumlah suplai udara pembakaran, serta kinerja dan efisiensi daripada pembangkit.

Untuk mengatasi permintaan masyarakat akan daya listrik yang tinggi, 3 unit PLTGU pada blok 1 beroperasi secara kontinyu. Akibat sering digunakannya unit pembangkit pada blok 1, performa daripada pembangkit tersebut perlahan menurun, apabila hal ini terjadi maka akan dilakukan overhaul untuk mengembalikan performa pembangkit tersebut.

Pengaruh daripada overhaul tersebut terjadi perbedaan performa pada tiap unit turbin meskipun beroperasi dengan beban yang sama. Performa yang berbeda pada setiap unit turbin dapat berdampak pada perbandingan biaya produksi dan efisiensi daripada pembangkit itu sendiri. Dengan mengetahui unit mana yang beroperasi dengan efisiensi lebih baik dapat digunakan sebagai rekomendasi saat melakukan overhaul.

Sebelum menghitung performa tiap unit turbin gas, terlebih dahulu mencari dan menghitung properties pada masing-masing titik disiklus turbin gas blok GT 1.2 dan 1.3. Selanjutnya akan dihitung performa turbin gas blok GT 1.2 dan 1.3 pada PLTGU PT. PJB Unit Pembangkitan Gresik dengan membandingkan performa turbin dengan beban 50 MW dan 100

MW. Performa turbin yang akan dihitung antara lain adalah daya kompresor, daya turbin, daya bersih, konsumsi bahan bakar spesifik (SFC), efisiensi kompresor, efisiensi turbin dan efisiensi siklus.

Setelah dilakukan perhitungan, dapat disimpulkan bahwa kinerja unit 1.3 lebih baik daripada unit 1.2 pada beban 50 MW maupun 100 MW. Dengan adanya penurunan SFC dan peningkatan efisiensi dari turbin gas, maka akan berdampak pada biaya produksi yang paling hemat dibandingkan dengan beban kerja yang lainnya sehingga dapat dijadikan rekomendasi pengoperasian unit 1.3

Kata Kunci : Turbin gas, Performa Turbin Gas, Overhaul, Efisiensi Turbin Gas

GAS TURBINE PERFORMANCE ANALYSIS PLTGU UNIT 1.2 DAN 1.3 WITH 50 MW AND 100 MW LOAD

Nama Mahasiswa : Fikri Logi Firmansyah
NRP : 2113 030 071
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dedy Zulhidayat Noor, ST, MT, PhD

Abstract

In Indonesia requirement for electrical power increase every year, it happens because government policy to distribute electrical power to all region in Indonesia. The requirement for electrical power is very high that cause the power plant to work at various load depends on the demand. In response of various workload changing, there will be a change in the amount of fuel supply, the amount of air supply and flue gas conditions. The workload changing also will give impact to the efficiency of the plant.

To handle the power requirement, 3 unit PLTGU in block 1 work continuously. It decreasing the plant performance by using it continuously, if it happen the unit will take an overhaul to restore it performance.

The effect by doing overhaul will make a differences on each turbine unit performance even operate with same workload. The performance differences on each turbine unit will affect on production costs and plant efficiency. By knowing the efficiency on each unit, it can be seen which unit has better efficiency to use as recommendation for doing an overhaul.

Before calculating the performance of each unit gas turbines, the first step is finding and calculating the properties at each point in cycled gas turbine GT 1.2 and 1.3 blocks. Next is calculating the performance of gas turbine power plant block GT 1.2 and 1.3 at PT. PJB Gresik then find the different of performance by comparing the performance of the turbine with 50 MW and 100 MW load. The performance of turbine will be counted consist of work of compressor, work of turbine, net work, specific fuel consumption (SFC), efficiency of compressor, efficiency of turbine, and efficiency of cycle.

After calculation process, we can conclude that unit 1.3 has a better performance than unit 1.2 workl at both 50 and 100 MW load. With the decrease in SFC and increase in the efficiency of gas turbines, it will have impact on the production costs which the most-effective compared with other workloads.

Keywords: Gas Turbines, Gas Turbines Performance, Overhaul, Gas Turbines Efficiency.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat ALLAH SWT, atas rahmat dan hidayah- Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul : **ANALISA PERBANDINGAN PERFORMA TURBIN GAS PLTGU UNIT 1.2 DAN 1.3 PJB UP GRESIK PADA BEBAN 50 MW DAN 100 MW**

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Ahli Madya dalam menempuh pendidikan Bidang Studi Konversi Energi di Program Studi D3 Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Terlaksananya dan tersusunnya tugas akhir ini tidak terlepas dari dukungan moral dan materiil, baik dari semua pihak yang secara langsung maupun tidak langsung terlibat di dalam penyelesaian Tugas Akhir ini. Oleh Karena itu pada kesempatan ini, penulis menyampaikan terima kasih kepada :

1. Bapak Dedy Zulhidayat Noor, ST MT PhD selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, bimbingan, dan bantuan sehingga penulis mampu mengerjakan dan menyelesaikan Tugas Akhir ini.
2. Bapak Dr.Ir. Heru Mirmanto MT selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
3. Bapak Ir. Denny ME Soedjono MT selaku koordinator tugas akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Bapak Ir.Suhariyanto, MSc selaku Dosen Wali yang telah memberikan gambaran, motivasi dan bantuan dalam menempuh perkuliahan di Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
5. Tim dosen penguji yang telah bersedia meluangkan waktu, tenaga dan pikiran dalam rangka perbaikan tugas akhir ini.
6. Bapak I Putu Gede Sudarsana selaku pembimbing dalam melaksanakan Tugas Akhir di PT. PJB UP Gresik
7. Bapak Ady Trisaksono, Bapak Juri Wibowo, Bapak Abdul Choliq, Bapak Ali, Mas Bahtiar, Bapak-Bapak operator CCR PLTGU, Bapak-Bapak Rendal OP PLTGU, Bapak-Bapak Knowledge Center, dan seluruh karyawan PT. PJB UP Gresik. Terima kasih atas bantuan, data, ilmu, dan bimbingan yang diberikan sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
8. Semua dosen dan karyawan Program Studi D III Teknik Mesin FTI-ITS.

9. Ibu Datik, Bapak Sugeng Budi Santoso, adik Enggar, adik Mitha, dan adik Canno yang telah memberikan dorongan kepada penulis.
10. Novan, Faisal, Anas, Rendri, Doni dan teman-teman seperjuangan D III Teknik Mesin FTI-ITS dan semua pihak yang telah membantu terselesaikannya laporan Tugas Akhir ini, penulis mengucapkan banyak terima kasih.
11. Seluruh pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan doa, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat untuk sekarang dan masa depan yang akan datang. Penulis menyadari bahwa dalam penulisan laporan ini masih banyak terdapat kekurangan, sehingga saran dan kritik yang membangun mampu menyempurnakan penulisan laporan dimasa yang datang.

Surabaya, Januari 2017

Penulis

DAFTAR ISI

<u>HALAMAN JUDUL.....</u>	<u>i</u>
<u>TITLE PAGE</u>	<u>ii</u>
<u>LEMBAR PENGESAHAN.....</u>	<u>iii</u>
<u>ABSTRAK</u>	<u>iv</u>
<u>ABSTRACT</u>	<u>vi</u>
<u>KATA PENGANTAR</u>	<u>vi i</u>
<u>DAFTAR ISI</u>	<u>ix</u>
<u>DAFTAR GAMBAR</u>	<u>xii</u>
<u>DAFTAR TABEL</u>	<u>xiv</u>

BAB I PENDAHULUAN

<u>1.1Latar Belakang.....</u>	<u>1</u>
<u>1.2Permasalahan.....</u>	<u>2</u>
<u>1.3Batasan Masalah.....</u>	<u>2</u>
<u>1.4Tujuan Penelitian.....</u>	<u>3</u>
<u>1.5Metode Penulisan</u>	<u>3</u>
<u>1.6Sistematika Penulisan</u>	<u>4</u>
<u>1.7Manfaat</u>	<u>5</u>

BAB II DASAR TEORI

<u>2.1. Turbin Gas dan Komponennya</u>	<u>7</u>
<u>2.1.1 Pengertian Turbin Gas.....</u>	<u>7</u>
<u>2.1.2 Klasifikasi Turbin Gas.....</u>	<u>8</u>
<u>2.1.3 Komponen Utama Turbin Gas</u>	<u>15</u>
<u>2.1.4 Komponen Penunjang Turbin Gas</u>	<u>20</u>
<u>2.2 Siklus pada Turbin Gas</u>	<u>22</u>
<u>2.2.1 Siklus Ericson</u>	<u>22</u>
<u>2.2.2 Siklus Stirling</u>	<u>22</u>
<u>2.2.3 Siklus Brayton.....</u>	<u>22</u>

<u>2.3 Air Full Ratio, SFC, dan Effisiensi</u>	27
<u>2.4 Prinsip Kerja Turbin Gas</u>	29
<u>2.4 Maintenance</u>	29

BAB III METODOLOGI

<u>3.1 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir</u>	33
<u>3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir</u>	35
<u>3.2.1 Studi Literature</u>	35
<u>3.2.2 Observasi Lapangan</u>	35
<u>3.2.3 Perumusan Masalah</u>	35
<u>3.2.4 Pengumpulan Data</u>	36
<u>3.2.5 Konversi dan Perhitungan Properties</u>	36
<u>3.2.6 Perhitungan Performa Turbin Gas</u>	36
<u>3.2.7 Pengeplotan pada Grafik dan Analisa</u>	36
<u>3.2.8 Penyusunan Buku Laporan</u>	36

BAB IV ANALISA DAN PERHITUNGAN

<u>4.1 Data Hasil Pengamatan</u>	37
<u>4.2 Perhitungan Performa Turbin Gas GT 1.2 dan 1.3 PLTGU PT.PJB</u> <u>UP dengan beban 50 MW dan 100 MW.</u>	37
<u>4.2.1 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik Unit 1.2 50 MW</u>	37
<u>4.2.2 Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.2 Beban 50 MW</u>	45
<u>4.2.3 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik Unit 1.3 50 MW</u>	50
<u>4.2.4 Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.3 Beban 50 MW</u>	56
<u>4.2.5 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik Unit 1.2 100 MW</u>	61

<u>4.2.6 Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.2 Beban 100 MW</u>	66
<u>4.2.7 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik Unit 1.3 100 MW</u>	71
<u>4.2.8 Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.3 Beban 100 MW</u>	76
<u>4.2.9 Grafik Perbandingan Performa Turbin Gas</u>	81

BAB V PENUTUP

<u>5.1 Kesimpulan</u>	85
<u>5.2 Saran</u>	86

<u>DAFTAR PUSTAKA</u>	xv
-----------------------	----

LAMPIRAN

BIODATA PENULIS

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Turbin Gas	7
Gambar 2.2 Blok Diagram Turbin Siklus Terbuka	9
Gambar 2.3 Blok Diagram Turbin Siklus tertutup.....	10
Gambar 2.4 Blok Diagram Turbin Siklus Combine Cycle.....	11
Gambar 2.5 Blok Diagram Turbin Gas Poros Tunggal	12
Gambar 2.6 Blok Diagram Turbin Gas Poros Ganda	13
Gambar 2.7 Blok Diagram Turbin Gas Poros Terpisah.....	14
Gambar 2.8 Turbin Gas Axial.....	14
Gambar 2.9 Turbin Gas Radial.....	15
Gambar 2.10 Komponen Turbin gas	15
Gambar 2.11 Zona Pembakaran Combustion Chamber	18
Gambar 2.12 Turbin Impuls	19
Gambar 2.13 Turbin Reaksi	20
Gambar 2.14 Blok Diagram Siklus Brayton	23
Gambar 2.15 P-V dan T-S Diagram Siklus Brayton.....	23
Gambar 4.1 Heat Balance GT 1.2.....	41
Gambar 4.2 Heat Balance GT 1.3.....	52

Gambar 4.3 Grafik Perbandingan Efisiensi Siklus	81
Gambar 4.4 Grafik Perbandingan SCF.....	82
Gambar 4.5 Grafik Perbandingan Daya Kompresor dan Daya Turbin	83
Gambar 4.6 Grafik Perbandingan Efisiensi Kompresor dan Efisiensi Turbin	84

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1 Data Komponen Bahan Bakar dan Spesific Gravity	
.....	42
Tabel 4.2 Data Properties Natural Gas dan Udara	43
Tabel 4.3 Data Operasi Sesudah CI GT 1.2 Beban 50 MW	44
Tabel 4.4 Data Operasi Sesudah CI GT 1.2 Beban 50 MW	
(Konversi).....	44
Tabel 4.5 Data Operasi Sesudah CI GT 1.3 Beban 50 MW	54
Tabel 4.6 Data Operasi Sesudah CI GT 1.3 Beban 50 MW	
(Konversi).....	55
Tabel 4.7 Data Operasi Sesudah CI GT 1.2 Beban 100 MW	65
Tabel 4.8 Data Operasi Sesudah CI GT 1.2 Beban 100 MW	
(Konversi).....	66
Tabel 4.9 Data Operasi Sesudah CI GT 1.3 Beban 100 MW	75
Tabel 4.10 Data Operasi Sesudah CI GT 1.2 Beban 100 MW	
(Konversi).....	76

BAB I

PENDAHULUAN

Latar Belakang

Pada era modern seperti sekarang, kebutuhan listrik menjadi salah satu kebutuhan yang sangat penting bagi manusia dan kebutuhan akan tenaga listrik tersebut akan semakin bertambah dari waktu ke waktu. Untuk mengatasi besarnya permintaan akan kebutuhan listrik, pembangunan pembangkit listrik terus dilakukan. Indonesia saat ini melaksanakan program percepatan pembangunan pembangkit listrik sebesar 35.000 MW dengan mendirikan beberapa pembangkit listrik, terutama Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) berbahan bakar gas.

PLTGU dengan bahan bakar natural gas kini sedang dikembangkan di berbagai wilayah karena dengan menggunakan bahan bakar gas memiliki banyak keuntungan. Selain lebih ramah lingkungan, sumber daya akan gas alam di Indonesia sendiri masih sangat melimpah. Pada suatu sistem pembangkit terdapat berbagai macam komponen yaitu kompresor, combustor, turbin dan generator. Jika komponen-komponen tersebut digunakan secara terus menerus, maka secara tidak langsung akan mempengaruhi performa dan umur penggunaannya. Hal ini akan berpengaruh langsung terhadap efisiensi pembangkit. Jika efisiensi pembangkit rendah maka perbandingan biaya operasional tidak sebanding dengan jumlah produksinya.

Kebutuhan listrik tidaklah tetap karena dipengaruhi oleh permintaan konsumen. Oleh sebab itu, PLTGU sering melakukan perubahan beban produksi untuk mengikuti permintaan konsumen. Dalam prosesnya apabila PLTGU melakukan perubahan pada beban produksi, terjadi perubahan beban suplai bahan bakar, suplai udara pembakaran, gas buangnya serta efisiensi dari pembangkit itu sendiri.

Pada blok 1, 3 unit pembangkit digunakan secara terus menerus untuk memenuhi permintaan konsumen akan kebutuhan listrik. Karena digunakan secara kontinyu perlahan unit tersebut mengalami penurunan performa. Untuk mengembalikan performa turbin maka dilakukanlah overhaul, tetapi akibat dilakukannya overhaul terjadi perbedaan performa pada tiap unit turbin pada blok 1 pada beban yang sama.

Dengan mengetahui efisiensi pada tiap unit maka dapat diketahui pada unit PLTGU mana yang mempunyai efisiensi lebih tinggi. Hal ini

akan berguna nantinya sebagai rekomendasi unit PLTGU yang akan dilakukan overhaul. Dari latar belakang tersebut maka penulis selanjutnya akan melakukan analisis termodinamika untuk mengetahui perbandingan performa unit PLTGU dengan dua varian beban di PLTGU Blok GT 1.2 dan PLTGU Blok GT 1.3 PJB UP GRESIK

Permasalahan

Permintaan kebutuhan listrik konsumen dapat berubah-ubah dari waktu ke waktu. Hal tersebut mempengaruhi jumlah produksi listrik yang dihasilkan oleh pembangkit. Setiap unit pembangkit memiliki keandalan tersendiri untuk mengatasi perubahan beban produksi. Untuk merubah jumlah produksi listrik tersebut, beban produksi harus berubah.

Beban kerja yang berubah-ubah juga mempengaruhi efisiensi kerja dari pembangkit. Efisiensi dari siklus, turbin dan kompresor berbeda-beda disetiap beban kerjanya. Untuk itu penulis akan mencari unit yang memiliki efisiensi tertinggi. Selanjutnya nanti, hasil dari penelitian ini dapat menjadi rekomendasi dalam memilih unit dengan efisiensi paling baik.

Batasan Masalah

Batasan masalah yang digunakan dalam penulisan tugas akhir ini antara lain sebagai berikut :

1. Perhitungan kerja dan efisiensi, menggunakan data kerja dari PT. PJB UP Gresik.
2. Perhitungan yang dilakukan menggunakan data dari gas turbin unit GT 1.2 dan 1.3 dengan beban 50 MW dan 100 MW.
3. Data yang diambil merupakan data beban setelah combustion inspection.
4. Perhitungan kerja siklus brayton didasarkan pada analisis termodinamika dengan menggunakan beberapa asumsi.

Tujuan Penelitian

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini yaitu untuk mengetahui beban kerja beberapa pembangkit untuk mencari efisiensi paling tinggi. Beban tersebut merupakan beban yang paling baik sebab hasil produksinya lebih tinggi dengan menekan biaya-biaya yang dikeluarkan. Sehingga dapat digunakan sebagai rekomendasi saat penggunaan unit dalam melakukan proses produksi.

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini ditinjau dari latar belakang dan rumusan masalah adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui perbandingan performa turbin gas di PLTGU UP Gresik khususnya di Blok 1.2 dan 1.3 PT.PJB UP Gresik pada varian beban operasi yang sama.
2. Mengetahui perbandingan *spesifik fuel consumption* dan efisiensi siklus turbin gas di PLTGU UP Gresik khususnya di Blok 1.2 dan 1.3 PT.PJB UP Gresik antar beban operasi yang sama.

Metode Penulisan

Metode penulisan pada tugas akhir Analisa Perbandingan Performa Turbin Gas Sebelum dan Sesudah *Combustion Inspection* Dengan Beban 50 MW dan 100 MW di PLTGU Blok GT 1.2 dan GT 1.3 PT. PJB UP Gresik adalah sebagai berikut:

1. Studi Literatur
Studi literatur sebagai bahan persiapan untuk menganalisis sistem. Studi literatur berkaitan dengan analisis perhitungan termodinamika dan unjuk kerja
2. Konsultasi Dengan Dosen Pembimbing
Dalam penulisan tugas akhir ini perlu mengadakan konsultasi/responsi dengan dosen pembimbing.
3. Observasi Data
Melakukan observasi data – data melalui media internet dan dari hasil pengamatan langsung di PLTGU blok GT. 1.2 dan 1.3 UP Gresik.
4. Analisa data

Menghitung efisiensi dan mengetahui proses perawatan, dengan menggunakan buku-buku pedoman dan data data.

5. Membuat Kesimpulan

Setelah menyelesaikan laporan tugas akhir dapat mengambil kesimpulan tentang hasil dari analisa tersebut.

Sistematika Penulisan

Adapun sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut

:

BAB I PENDAHULUAN

Latar belakang penulisan, permasalahan, batasan masalah, tujuan penulisan, dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini memaparkan tentang teori-teori dan persamaan-persamaan yang mendasari perumusan masalah, siklus kerja PLTGU, komponen-komponen PLTGU, efisiensi turbin, *air fuel ratio*, *spesifik fuel consumption*.

BAB III METODOLOGI

Bab ini menjelaskan data-data yang diperoleh dari survey di lapangan dan diagram alir proses penulisan tugas akhir secara umum.

BAB IV PERHITUNGAN

Bab ini memuat tentang perhitungan-perhitungan kapasitas, efisiensi turbin, *air fuel ratio*, *spesifik fuel consumption*.

BAB V PENUTUP

Berisikan kesimpulan dan saran. .

LAMPIRAN

Manfaat

Berdasarkan uraian tentang efisiensi kerja Turbin Gas, maka penulisan Tugas Akhir ini diharapkan bermanfaat bagi :

1. Perusahaan.

Dari analisa ini diharapkan adanya suatu hasil yang dapat menjadi masukan bagi perusahaan, sebagai informasi dalam operasional, khususnya mengenai unit turbin gas dengan efisiensi tertinggi.

2. Penulis.

Hasil penulisan Tugas Akhir ini diharapkan dapat berguna dan memberi masukan untuk menambah pengalaman dan pengetahuan tentang perhitungan kinerja Turbin Gas

3. Pihak lain

Dapat dijadikan masukan dan informasi bagi pihak lain mengenai kinerja Turbin Gas

BAB II

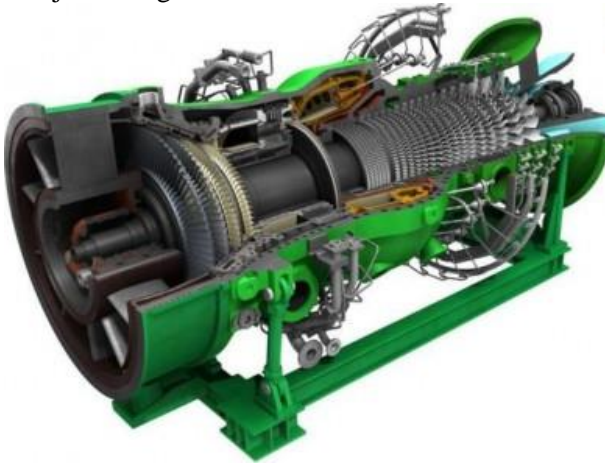
DASAR TEORI

2.1. Turbin Gas dan Komponennya

2.1.1 Pengertian Turbin Gas

Turbin adalah mesin penggerak mula dimana fluida kerjanya yang menghasilkan energi kinetis diarahkan langsung ke sudu turbin untuk mendapatkan energi mekanis, fluida kerjanya dapat berupa air, udara panas ataupun uap air (steam).

Adapun turbin gas adalah peralatan pembangkit yang menggunakan gas bertekanan tinggi sebagai fluida kerja. Turbin gas bekerja dengan cara mengubah energi kinetik daripada gas bertekanan tinggi tersebut menjadi energi mekanik yang akan menggerakkan sudu yang terdapat pada poros. Poros tersambung dengan generator, akibat perputaran poros timbul energi mekanik yang akan dikonversikan menjadi energi listrik



Gambar 2.1 Turbin Gas

(<http://www.insinyoer.com/wp-content/uploads/2014/11/prinsip-kerja-turbin-gas-8.jpg>)

Bagian turbin yang berputar disebut rotor atau roda turbin dan bagian turbin yang diam disebut stator atau rumah turbin. Rotor memutar poros daya yang menggerakkan beban.

Turbin gas merupakan salah satu komponen dari suatu sistem turbin gas. Sistem turbin gas yang paling sederhana terdiri dari tiga komponen yaitu kompresor, ruang bakar dan turbin gas.

Oleh sebab itu didalam sistem turbin gas terjadi tiga proses pokok untuk memproduksi energi yaitu :

1. Proses kompresi udara
2. Proses pembakaran udara - bahan bakar
3. Proses ekspansi gas hasil pembakaran

2.1.2 Klasifikasi Turbin Gas

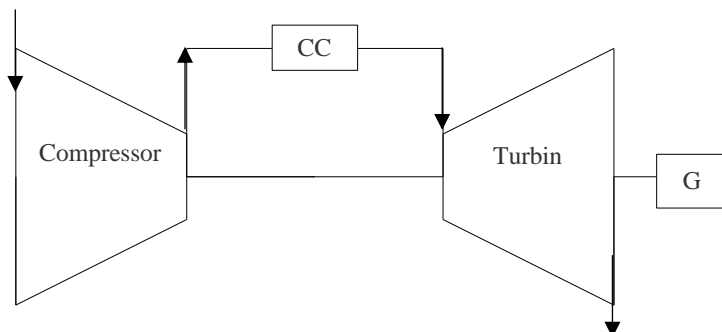
Sistem turbin gas dapat di klasifikasikan menjadi beberapa jenis antara lain :

- A. Klasifikasi sistem turbin gas berdasarkan siklusnya
- B. Klasifikasi sistem turbin gas berdasarkan konstruksi porosnya
- C. Klasifikasi sistem turbin gas berdasarkan alirannya

A. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Siklusnya

1. Siklus Terbuka (Opened Cycle)

Pada sistem turbin gas siklus terbuka dimana fluida kerja (udara) dikompresikan dari udara bebas, kemudian mengalami proses pembakaran diruang bakar, berekspansi di Turbin dan akhirnya keluar lagi ke udara bebas walaupun terbentuk gas sisa pembakaran atau dengan kata lain sistem ini terbuka terhadap udara bebas. gambar berikut adalah skema siklus terbuka.



Gambar 2.2. Blok Diagram Turbin Siklus Terbuka

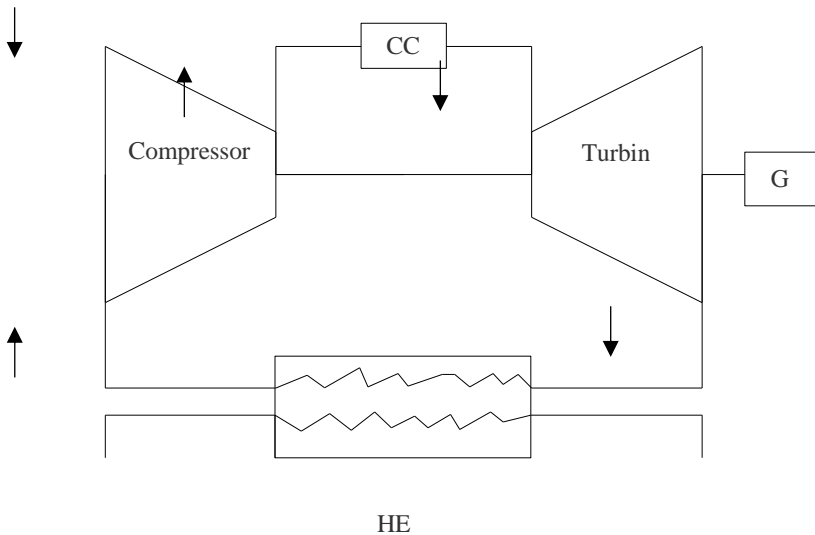
Keterangan :

CC : Combustion Chamber

G : Generator

2. Siklus Tertutup (Closed Cycle)

Sistem kerja turbin gas dengan siklus tertutup prosesnya hampir sama dengan siklus terbuka. Namun gas bekas yang keluar dari turbin dimasukkan kembali ke kompresor untuk di kompresikan kembali, tetapi sebelum mendekati kompresor gas bekas tersebut mengalami pendinginan hingga temperatur awal memasuki kompresor pada sebuah alat penukar kalor (APK).



Gambar 2.3. Blok Diagram Turbin
Siklus Tertutup

Keterangan :

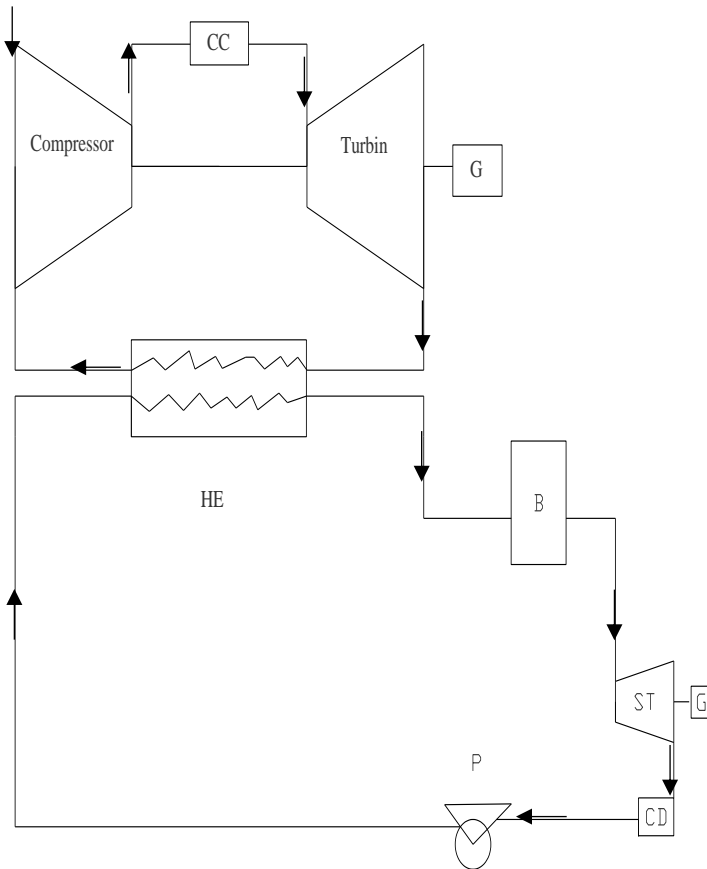
CC : Combustion Chamber

HE : Heat Exchanger

G : Generator

3. Siklus Kombinasi (Combination Cycle)

Siklus kombinasi ini sangat memperhatikan efisiensi dan penghematan energi yang berasal dari gas buang yang merupakan kerugian besar apabila gas buang dengan temperatur yang makin tinggi keluar dari turbin gas namun tidak dimanfaatkan, bahkan dibuang ke udara bebas.



Gambar 2.4. Blok Diagram Combined Cycle
(Turbin Gas dan Uap)

Keterangan :

CC : Combustion Chamber

G : Generator

HE : Heat Exchanger

B : Boiler

ST : Steam Turbine

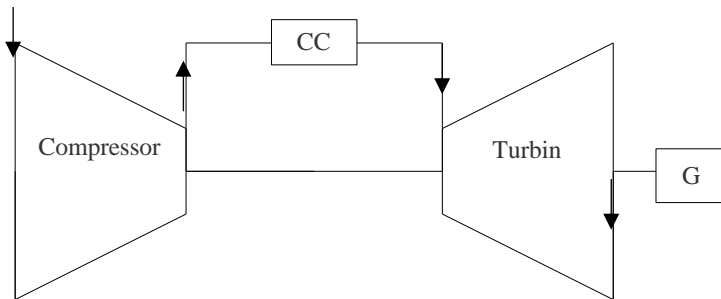
CD : Condenser

P : Pompa

B. Klasifikasi Sistem Turbin Gas Berdasarkan Konstruksinya

1. Turbin Gas Berporos Tunggal (Single Shaft)

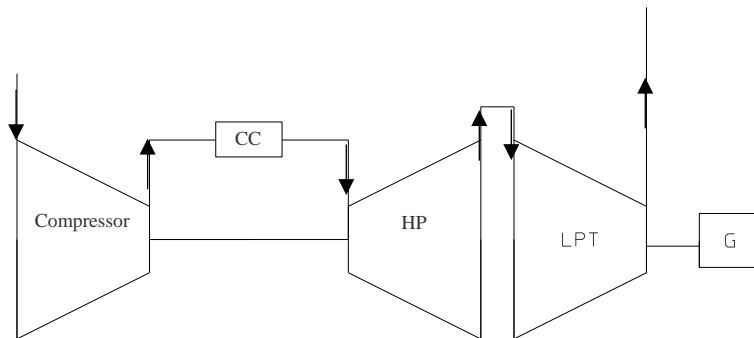
Turbin gas ini hanya memiliki satu poros saja, tetapi pada poros tersebut terdiri dari beberapa komponen utama turbin gas, seperti sudu turbin dan sudu kompresor. Jenis ini banyak digunakan untuk pembangkit listrik maupun industri, karena digunakan pada daya beban torsi yang konstan.



Gambar 2.5. Blok Diagram Turbin Gas Poros Tunggal

2. Turbin Gas Berporos Ganda (Multi Shaft)

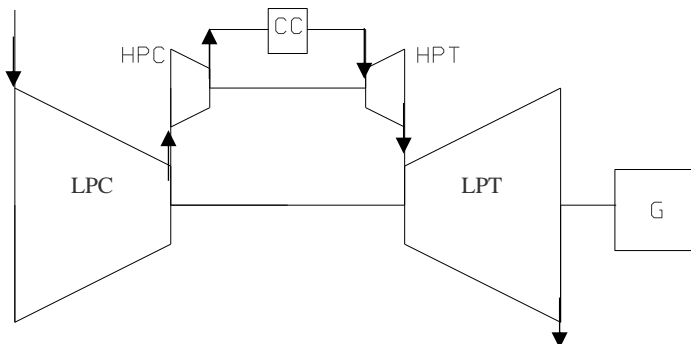
Turbin jenis ini digunakan untuk menahan beban dan torsi yang bervariasi. Poros pertama turbin dikopel langsung dengan poros aksial. Turbin dengan tekanan tinggi berfungsi menggerakkan kompresor, mensuplai gas panas untuk turbin tekanan rendah. Turbin tekanan rendah untuk memutar generator listrik



Gambar 2.6. Blok Diagram Turbin Gas Poros Ganda

1. Turbin Gas Poros Terpisah

Turbin dengan poros terpisah, dimana poros gas producer terpisah dengan power turbin, tetapi masih terletak pada sumbu putar yang sama. Keuntungan memakai turbin jenis poros terpisah, adalah jika terjadi perubahan beban secara tiba-tiba, kerja daripada kompresor tetap, sehingga debit udara yang dihasilkan kompresor tetap.



Gambar 2.7. Blok Diagram Turbin Gas Poros Terpisah

C. Klasifikasi Turbin Gas Menurut Arah Alirannya

Turbin Gas dapat digolongkan menurut arah aliran daripada kompresor yang digunakan.

1. Turbin Aksial

Disebut turbin aksial karena arah aliran fluida kerjanya sejajar dengan poros turbin. Penggunaan turbin gas aksial dapat ditemukan pada pembangkit listrik.

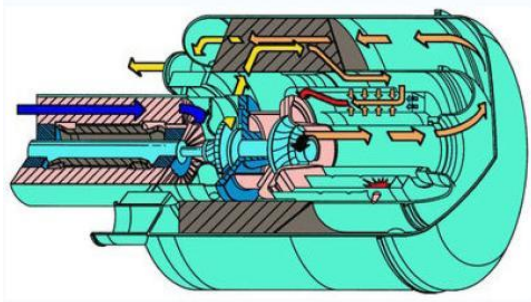


Gambar 2.8 Turbin Gas Aksial

(<http://tagoleki.com/wp-content/uploads/2015/11/image27.jpeg>)

2. Turbin Radial

Disebut turbin radial karena arah aliran gas tegak lurus terhadap poros turbin. Dapat ditemukan penggunaannya pada pesawat pesawat kecil.

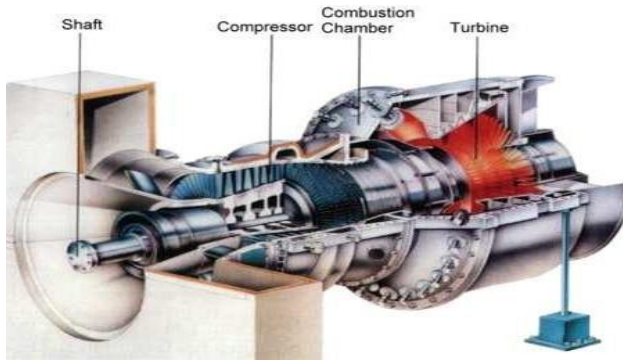


Gambar 2.9 Turbin Gas Radial

(<https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/8/86/GasTurbine.svg/400px-GasTurbine.svg.png>)

2.1.3 Komponen Utama Turbin Gas

Gambar 2.10 Komponen Turbin Gas



(<http://artikel-teknologi.com/wp-content/uploads/2014/03/20140318-101948-AM.jpg>)

1. Kompresor

Kompresor berfungsi untuk menghisap udara atmosfer dan mengkompresikannya sehingga pada tekanan tertentu. Kompresor pada turbin dibedakan tergantung pada arah alirannya.

- **Kompresor Sentrifugal**

Kompresor sentrifugal banyak dipakai pada turbin gas yang relatif berukuran kecil. Kompresor sentrifugal ini terdiri dari infeler yang tersimpan dalam suatu rumah yang berisi diffuser. Udara dihisap kedalam impeller yang berputar dengan cepat. Kemudian disalurkan pada tekanan dan kecepatan yang lebih tinggi pada diffuser stasioner. Penurunan kecepatan udara dan energi kinetik mengakibatkan kenaikan tekanan melalui infeler yang lebih dari dua tingkat pada turbin gas.

- **Kompresor Aliran Aksial**

Kompresor ini dinamakan kompresor aksial karena udara mengalir sejajar terhadap poros. Tidak seperti kompresor sentrifugal, kompresor aksial membutuhkan banyak tingkat untuk

mendapat udara bertekanan tinggi. Tiap tingkat terdiri dari satu baris sudu gerak yang terpasang pada rumah kompresor. Sebagai perbandingan dengan kompresor sentrifugal, kompresor aliran aksial bisa mencapai 15 tingkat untuk menghasilkan tekanan operasi yang diinginkan.

2. Ruang Bakar (Combustion Chamber)

Udara bertekanan dari kompresor akan masuk menuju ruang bakar yang biasa disebut combustion chamber atau combustor. Di dalam combustor, oksigen dalam udara akan bereaksi dengan bahan bakar sehingga menghasilkan panas. Panas tersebut diserap oleh komponen udara sisa seperti nitrogen sehingga udara hasil pembakaran mengalami semacam pemuatan secara cepat. Pada instalasi ruang bakar dapat terdiri dari beberapa bagian, diantaranya adalah:

- **Ruang Bakar Pembakaran (Casing)**

Merupakan tempat terjadinya seluruh proses pembakaran. fungsinya sebagai tempat terjadinya pencampuran antara udara yang telah dikompresi dengan bahan bakar udara yang masuk.

- **Ruang Bakar Utama (Combustion Liner)**

Merupakan komponen yang terdapat didalam combustion chamber, yang berfungsi sebagai tempat dimana bahan bakar dan udara dicampur dan juga merupakan tempat berlangsungnya pembakaran. Bagian ini memiliki sirip - sirip sebagai saluran masuknya udara kedalam combustion chamber dan juga berfungsi untuk mendinginkan combustion liner ini sendiri.

- **Pematik nyala api (spark plug/ignitor)**

Komponen ini sama seperti busi pada mesin mobil atau sepeda motor. Ia berfungsi sebagai pemantik api sehingga proses pembakaran dapat terjadi. *Ignitor* ini menggunakan arus listrik untuk menciptakan percikan api. Dan biasanya hanya digunakan pada proses awal penyalaan turbin gas, jika api di dalam ruang bakar sudah menyala, maka ignitor akan otomatis mati.

- **Nozzle (Injector)**

Merupakan komponen yang berfungsi untuk menyemburkan bahan bakar gas kedalam combustion liner dan bercampur dengan udara.

Fuel nozzle terdapat pada ujung combustion chamber dan masuk ke combustion liners. Fungsi dari fuel nozzle ini adalah untuk mengabutkan bahan bakar dan mengarahkannya ke reaction zone pada ruang bakar.

Zona pembakaran pada combustion chamber ada tiga yaitu :

1. Zona Utama (primary zone)

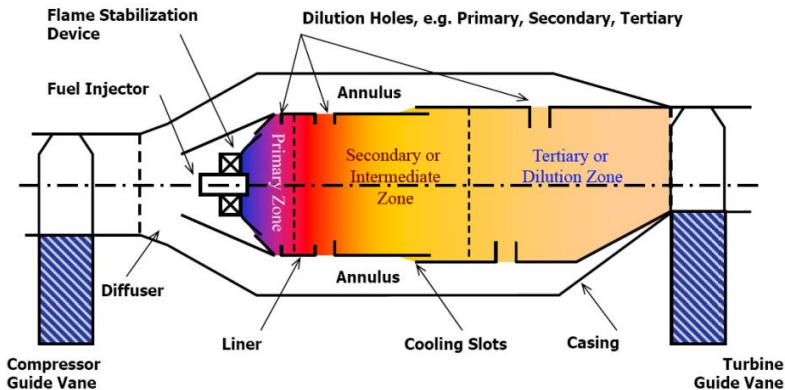
Primary zone merupakan daerah dimana udara berdifusi dengan udara dari kompresor untuk membentuk campuran udara dan bahan bakar yang siap terbakar, juga dimana tempat bahan bakar disulut oleh spark plug.

2. Zona kedua (secondary zone)

Secondary zone adalah zona penyempurnaan pembakaran sebagai kelanjutan pembakaran pada primary zone.

3. Zona reduksi temperatur (dilution zone)

Dilution zone merupakan zona untuk mereduksi temperatur gas hasil pembakaran pada keadaan yang diinginkan pada saat masuk first stage nozzle.



Gambar 2.11. Zona Pembakaran
Combustion Chamber

(www.intechopen.com/source/html/45115/media/image1.png)

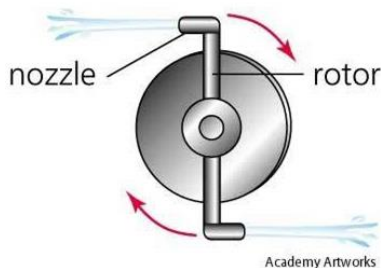
3. Turbin

Turbin merupakan tempat terjadinya konversi energi kinetik menjadi energi mekanik yang digunakan sebagai penggerak kompresor dan perlengkapan lainnya. Dari daya turbin yang dihasilkan kira-kira 60 % digunakan untuk memutar kompresornya sendiri, dan sisanya digunakan untuk kerja yang dibutuhkan. Turbin gas dengan rasio kompresi 0,5 memiliki efisiensi yang paling baik. Tidak salah jika turbin jenis ini adalah yang paling banyak diaplikasikan di berbagai kebutuhan termasuk untuk pembangkit tenaga listrik. Pada turbin reaksi ini, sudu rotor dan stator didesain sebagai nozzle. Sehingga perubahan energi panas di dalam udara menjadi energi kinetik, terjadi pada setiap tingkatan sudu.

Turbin yang paling sederhana terdiri dari sebuah bagian yang berputar disebut rotor, yang terdiri atas sebuah poros/shaft dengan sudu-sudu atau blade yang terpasang pada poros tersebut. Rotor tersebut berputar akibat dari tumbukan aliran fluida atau berputar sebagai reaksi dari aliran fluida tersebut. Berdasarkan putaran rotor itulah turbin terbagi atas 2 jenis, yaitu turbin impuls dan turbin reaksi.

1. Turbin Impuls

Turbin ini merubah arah dari aliran fluida berkecepatan tinggi menghasilkan putaran impuls dari turbin dan penurunan energi kinetik dari aliran fluida. Tidak ada perubahan tekanan yang terjadi pada fluida, penurunan tekanan terjadi di nozzle.

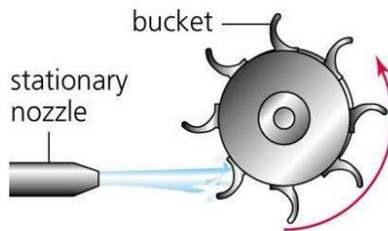


Gambar 2.12. Turbin Impuls

(<http://artikel-teknologi.com/wp-content/uploads/2011/08/20110803-042533.jpg>)

2. Turbin Reaksi

Turbin ini menghasilkan torsi dengan menggunakan tekanan atau massa gas atau fluida. Tekanan dari fluida berubah pada saat melewati sudu rotor. Pada turbin jenis ini diperlukan semacam sudu pada casing untuk mengontrol fluida kerja seperti yang bekerja pada turbin tipe multistage atau turbin ini harus terendam penuh pada fluida kerja.



Gambar 2.13. Turbin Reaksi

(<http://artikel-teknologi.com/wp-content/uploads/2011/08/20110803-042533.jpg>)

2.1.4 Komponen Penunjang Turbin Gas

Ada beberapa komponen penunjang yaitu :

1. Starting Equipment

Berfungsi untuk melakukan start up sebelum turbin bekerja. Jenis-jenis starting equipment yang digunakan di unit-unit turbin gas pada umumnya adalah :

1. Diesel Engine, (PG -9001A/B)
2. Induction Motor, (PG-9001C/H dan KGT 4X01, 4X02 dan 4X03)
3. Gas Expansion Turbine (Starting Turbine)

2. Coupling dan Accessory Gear

Berfungsi untuk memindahkan daya dan putaran dari poros yang bergerak ke poros yang akan digerakkan. Ada tiga jenis coupling yang digunakan, yaitu:

1. Jaw Cluth, menghubungkan starting turbine dengan accessory gear dan HP turbin rotor.
2. Accessory Gear Coupling, menghubungkan accessory gear dengan HP turbin rotor.
3. Load Coupling, menghubungkan LP turbin rotor dengan kompressor beban.

3. Fuel System

Bahan bakar yang digunakan berasal dari fuel gas system dengan tekanan sekitar 15 kg/cm². Fuel gas yang digunakan sebagai bahan bakar harus bebas dari cairan kondensat dan partikel-partikel padat. Untuk mendapatkan kondisi tersebut diatas maka sistem ini dilengkapi dengan knock out drum yang berfungsi untuk memisahkan cairan-cairan yang masih terdapat pada fuel gas.

4. Lube Oil System

Lube oil system berfungsi untuk melakukan pelumasan secara kontinu pada setiap komponen sistem turbin gas. Lube oil disirkulasikan pada bagian-bagian utama turbin gas dan trush bearing juga untuk accessory gear dan yang lainnya. Lube oil system terdiri dari:

1. Oil Tank (Lube Oil Reservoir)
2. Oil Quantity
3. Pompa
4. Filter System
5. Valving System
6. Piping System
7. Instrumen untuk oil

Pada turbin gas terdapat tiga buah pompa yang digunakan untuk mensuplai lube oil guna keperluan lubrikasi, yaitu:

1. Main Lube Oil Pump, merupakan pompa utama yang digerakkan oleh HP shaft pada gear box yang mengatur tekanan discharge lube oil.
2. Auxilary Lube Oil Pump, merupakan pompa lube oil yang digerakkan oleh tenaga listrik, beroperasi apabila tekanan dari main pump turun.
3. Emergency Lube Oil Pump, merupakan pompa yang beroperasi jika kedua pompa diatas tidak mampu menyediakan lube oil.

5. Cooling System

Sistem pendingin yang digunakan pada turbin gas adalah air dan udara. Udara dipakai untuk mendinginkan berbagai komponen pada section dan bearing. Komponen-komponen utama dari cooling system adalah:

1. Off base Water Cooling Unit
2. Lube Oil Cooler
3. Main Cooling Water Pump
4. Temperatur Regulation Valve
5. Auxilary Water Pump
6. Low Cooling Water Pressure Swich

2.2 Siklus pada Turbin Gas

Tiga siklus turbin gas yang dikenal secara umum yaitu:

2.2.1 Siklus Ericson

Merupakan siklus mesin kalor yang dapat balik (reversible) yang terdiri dari dua proses isotermis dapat balik (reversible isothermic) dan dua proses isobarik dapat balik (reversible isobaric). Proses perpindahan panas pada proses isobarik berlangsung di dalam komponen siklus internal (regenerator), dimana efisiensi termalnya adalah :

$$\eta_{th} = \frac{T_3 - T_1}{T_3}$$

(ref : V. Ganesan, Gas Turbines 1999,
Ericsson Cycle hal. 92)

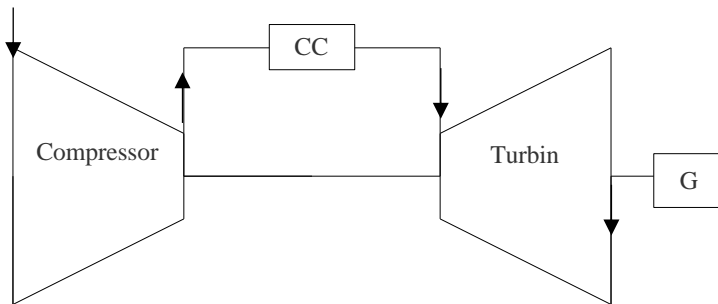
2.2.2 Siklus Stirling

Merupakan siklus mesin kalor dapat balik, yang terdiri dari dua proses isotermis dapat balik (isothermal reversible) dengan volume tetap (isovolum). Efisiensi termalnya sama dengan efisiensi termal pada siklus Ericson.

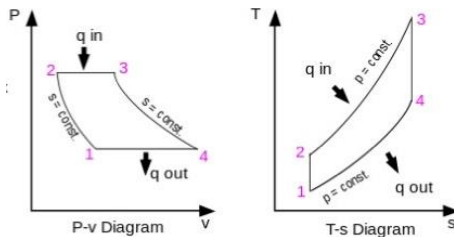
2.2.3 Siklus Brayton

Siklus ini merupakan siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas, sehingga saat ini siklus ini yang sangat populer digunakan oleh pembuat mesin turbine atau manufacturer dalam analisa untuk up-grading performance. Siklus Brayton ini terdiri

dari proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada tekanan konstan. Pada siklus Bryton tiap-tiap keadaan proses dapat dianalisa secara berikut:



Gambar 2. 14. Blok Diagram Siklus Brayton



Gambar 2.15 P-V dan T-S Diagram
Siklus Brayton

(<http://artikel-teknologi.com/wp-content/uploads/2014/03/20140313-074850-AM.jpg>)

- Proses 1 → 2, kompresi isentropik.

Udara atmosfer masuk ke dalam sistem turbin gas melalui sisi inlet kompresor. Oleh kompresor, udara dikompresikan sampai tekanan tertentu diikuti dengan volume ruang yang menyempit. Proses ini tidak diikuti dengan perubahan entropi, sehingga d

isebut proses isentropik. Proses ini ditunjukkan dengan angka 1-2 pada kurva di atas.

Karena proses (1-2) merupakan proses isentropik, maka :

$$\begin{aligned}\frac{P_1^{k-1}}{T_1^k} &= \frac{P_2^{k-1}}{T_2^k} \\ \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^k &= \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{k-1} \\ \frac{T_2}{T_1} &= \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\end{aligned}$$

(ref : Fundamental Engineering Thermodynamic E-book Michael J. Moran and Howard N. Shapiro hal 128)

Kerja yang dibutuhkan kompresor,dalam hal ini adalah sebagai berikut :

$$\dot{W}_{kompresor} = \dot{m}_{udara}(h_2 + h_1)$$

(ref : Fundamental Engineering Thermodynamic E-book Michael J. Moran and Howard N. Shapiro hal 477)

- Proses 2 → 3, pembakaran isobarik

Pada tahap 2-3, udara terkompresi masuk ke ruang bakar. Bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar, dan diikuti dengan proses pembakaran bahan bakar tersebut. Energi panas hasil pembakaran diserap oleh udara (qin), meningkatkan temperatur udara, dan menambah volume udara. Proses ini tidak mengalami kenaikan tekanan udara, karena udara hasil proses pembakaran bebas berekspansi ke sisi turbin. Karena tekanan yang konstan inilah maka proses ini disebut isobarik. Suatu bentuk sederhana dari persamaan tingkat keadaan gas ideal diperoleh apabila Cp konstan, dalam hal ini juga diketahui bahwa Cv juga konstan, maka diperoleh persamaan tingkat keadaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 P_v &= RT \\
 u_2 &= C_v \times T_2 \\
 h_2 &= C_p \times T_2 \\
 (\text{ref : V. Ganesan 1999, Gas Turbines hal. 10})
 \end{aligned}$$

Dengan mengasumsikan tidak ada *loss* pada perpindahan kalor dalam artian kalor terserap penuh dan pada *gas turbine* tidak ada energi yang dibangkitkan. Kesetimbangan massa dan energi pada kondisi *steady state* tunak volumeatur sebagai berikut

$$0 = Q_{cv} + \cancel{\dot{W}} + \dot{m} \left[h_{in} - h_{out} + \frac{(\cancel{v_{in}^2} - \cancel{v_{out}^2})}{2} \right] + [g(\cancel{Z_{in}} - \cancel{Z_{out}})]$$

Dengan Q_{cv} merupakan masukan Q yang terdapat pada pembakaran yang dihasilkan oleh bahan bakar Q . yang dihasilkan bahan bakar didapat dari persamaan:

$$\dot{m}_{\text{bahan bakar}} = \frac{Q_{in}}{LHV_{\text{bahan bakar}}}$$

Jadi, dari persamaan di atas dapat diperoleh:

$$Q_{in} = LHV_{\text{bahan bakar}} \times \dot{m}_{\text{bahan bakar}}$$

- Proses 3 → 4, ekspansi isentropik.

Udara bertekanan yang telah menyerap panas hasil pembakaran, berekspansi melewati turbin. Sudu-sudu turbin yang merupakan nozzle-nozzle kecil berfungsi untuk mengkonversikan energi panas udara menjadi energi kinetik (baca artikel berikut). Sebagian energi tersebut dikonversikan turbin untuk memutar kompresor. Pada sistem pembangkit listrik turbin gas, sebagian energi lagi dikonversikan turbin untuk memutar generator listrik. Sedangkan pada mesin turbojet, sebagian energi panas dikonversikan menjadi daya dorong pesawat oleh sebetuk nozzle besar pada ujung keluaran turbin gas.

$$\begin{aligned}
 \frac{P_3^{k-1}}{T_3^k} &= \frac{P_4^{k-1}}{T_4^k} \\
 \left(\frac{T_3}{T_4} \right)^k &= \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{k-1}
 \end{aligned}$$

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

(ref : Fundamental Engineering Thermodynamic E-book Michael J. Moran and Howard N. Shapiro hal 407)

Kerja yang dibutuhkan kompresor, dalam hal ini adalah sebagai berikut :

$$\dot{W}_{turbin} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan\ bakar})(h_3 - h_4)$$

(ref : Fundamental Engineering Thermodynamic E-book Michael J. Moran and Howard N. Shapiro hal 492)

- Proses 4 → 1, pembuangan panas.

Tahap selanjutnya adalah pembuangan udara kembali ke atmosfer. Pada siklus Brayton ideal, udara yang keluar dari turbin ini masih menyisakan sejumlah energi panas. Panas ini diserap oleh udara bebas, sehingga secara siklus udara tersebut siap untuk kembali masuk ke tahap 1-2 lagi.

$$P_v = RT$$

$$u_2 = C_v \times T_4$$

$$h_2 = C_p \times T_4$$

(ref : V. Ganesan 1999, Gas Turbines hal. 10)

Pembuangan kalor pada tekanan konstan (P = c). Kalor yang dilepas:

$$Q_{out} = (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bahan\ bakar})(h_4 - h_1)$$

2.3 Air Fuel Ratio, Spesific Fuel Consumption, dan Effisiensi

2.3.1 Air Fuel Ratio

Bahan Bakar (natural gas) yang hendak dimasukan kedalam ruang bakar haruslah dalam keadaan yang mudah terbakar, hal tersebut agar bisa didapatkan efisiensi turbin gas yang maksimal. Campuran bahan bakar yang belum sempurna akan sulit dibakar oleh percikan bunga api dari spark plug. Bahan bakar tidak dapat terbakar tanpa adanya

udara (O₂), tentunya dalam keadaan yang homogen. Bahan bakar atau natural gas yang dipakai dalam pembakaran sesuai dengan ketentuan atau aturan, sebab bahan bakar yang melimpah pada ruang bakar justru tidak meningkatkan tenaga yang dihasilkan turbin gas tersebut namun akan merugikan turbin gas sendiri. Perbandingan campuran udara dan bahan bakar sangat dipengaruhi oleh pemakaian bahan bakar. Perbandingan udara dan bahan bakar dinyatakan dalam bentuk volume atau berat dari bagian udara dan natural gas. Air Fuel Ratio adalah faktor yang mempengaruhi kesempurnaan proses pembakaran didalam ruang bakar. Merupakan komposisi campuran natural gas dan udara. Misalkan AFR bernilai 14,7 artinya campuran terdiri dari 1 natural gas dan 14,7 udara biasa disebut Stoichiometry. Air fuel ratio dapat dicari menggunakan persamaan :

$$\frac{A}{F} = \frac{\dot{m}_{udara}}{\dot{m}_{bahan\ bakar}}$$

(ref : Fundamental Engineering Thermodynamic E-book Michael J. Moran and Howard N. Shapiro hal 637)

2.3.2 Spesific Fuel Consumption

Jumlah bahan bakar yang dikonsumsi (berat) untuk menghasilkan satu satuan daya dalam satu satuan waktu. Di mesin piston, SFC adalah sama dengan rasio massa bahan bakar/poros tenaga kuda. Dalam mesin turbin gas, SFC adalah sama dengan rasio massa bahan bakar/dorongan. Kondisi terbaik adalah ketika nilainya minimum. Nilai SFC menurun dengan tinggi saat dalam kondisi suhu dingin.

$$SFC = \frac{\dot{m}_{bahan\ bakar}}{W_{nett}}$$

(ref : berbagienergi.com)

2.3.3 Effisiensi

1. Effisiensi Kompresor

$$\begin{aligned}\eta_{kompresor} &= \frac{\text{Actual turbine work output}}{\text{Isentropic turbine work output}} \\ &= \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \times 100\%\end{aligned}$$

(ref : Fundamental Engineering Thermodynamic E-book Michael J. Moran and Howard N. Shapiro hal 412)

2. Effisiensi Turbin

$$\begin{aligned}\eta_{turbin} &= \frac{\text{Actual turbine work output}}{\text{Isentropic turbine work output}} \\ &= \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \times 100\%\end{aligned}$$

(ref : Fundamental Engineering Thermodynamic E-book Michael J. Moran and Howard N. Shapiro hal 412)

3. Effisiensi Siklus

$$\eta_{siklus} = \frac{\dot{W}_{netto}}{Q_{in}} \times 100 \%$$

(ref : Fundamental Engineering Thermodynamic E-book Michael J. Moran and Howard N. Shapiro hal 414)

4. Effisiensi Generator

$$\eta_{generator} = \frac{\text{Beban}}{\dot{W}_{netto}} \times 100 \%$$

2.4 Prinsip Kerja Turbin Gas

Secara umum proses yang terjadi pada suatu sistim turbine gas adalah sebagai berikut:

1. Pemampatan (compression) udara di hisap dan dimampatkan
2. Pembakaran (combustion) bahan bakar dicampurkan ke dalam ruang bakar dengan udara kemudian di bakar.
3. Pemuaian (expansion) gas hasil pembakaran memuai dan mengalir ke luar melalui nozel (nozzle)
4. Pembuangan gas (exhaust) gas hasil pembakaran dikeluarkan lewat saluran pembuangan.

Pada kenyataannya, tidak ada proses yang selalu ideal tetap terjadi kerugian-kerugian yang dapat menyebabkan turunnya daya yang

dihasilkan oleh turbin gas dan berakibat pad menurunnya performansi turbin gas itu sendiri. Kerugian-kerugia tersebut dapat terjadi pada ketiga komponen sistem turbin gas. Sebab-sebab terjadinya kerugian antara lain:

- Adanya gesekan fluida yang menyebabkan terjadinya kerugian tekanan (pressure losses) di ruang bakar.
- Adanya kerja yang berlebih waktu proses kompresi yang menyebabkan terjadinya gesekan antara bantalan turbin dengan angin.
- Berubahnya nilai C_p dari fluida kerja akibat terjadinya perubahan temperatur dan perubahan komposisi kimia dari fluida kerja.
- Adanya mechanical loss, dsb.

Untuk memperkecil kerugian ini hal yang dapat kita lakukan antara lain dengan perawatan (maintanance) yang teratur atau dengan memodifikasi peralatan yang ada.

2.5 Maintenance Turbin Gas

Maintenance adalah perawatan untuk mencegah hal-hal yang tidak diinginkan seperti kerusakan terlalu cepat terhadap semua peralatan di pabrik, baik yang sedang beroperasi maupun yang berfungsi sebagai suku cadang. Kerusakan yang timbul biasanya terjadi karena keausan dan ketuaan akibat pengoperasian yang terus-menerus, dan juga akibat langkah pengoperasian yang salah.

Maintenance pada turbine gas selalu tergantung dari faktor-faktor operasional dengan kondisi yang berbeda disetiap wilayah, karena operasional turbine gas sangat tergantung dari kondisi daerah operasional. Semua pabrik pembuat turbine gas telah menetapkan suatu ketetapan yang aman dalam pengoperasian sehingga turbine selalu dalam batas kondisi aman dan tepat waktu untuk melakukan maintenance.

Faktor-faktor penyebab kerusakan diantaranya adalah :

- Design dan material
- Pengoperasian
- Pemeliharaan
- Kondisi lingkungan

Program pemeliharaan yang berhasil selain akan memperlambat terjadinya kerusakan, juga akan dapat meningkatkan kemampuan dari peralatan/instalasi yang dipelihara.

Efisiensi Turbin Gas sangat mempengaruhi daya mampu unit PLTG. Oleh karenanya stop berkala (periodic shut-down) akan hilangnya kesempatan produksi yang tidak direncanakan terlebih dahulu dan mungkin juga akan berarti suatu kondisi yang berbahaya. Stop terencana (scheduled shut-down) harus dikoordinasikan dengan unit pembangkit lainnya sehingga tidak terjadi kekurangan cadangan unit pembangkit. Turbin Gas memerlukan Periodic Inspection, perbaikan dan penggantian parts-nya.

Secara umum maintenance dapat dibagi dalam beberapa bagian, diantaranya adalah:

1. Preventive Maintenance

Preventive maintenance adalah suatu kegiatan perawatan yang direncanakan baik itu secara rutin maupun periodik, karena apabila perawatan dilakukan tepat pada waktunya akan mengurangi down time dari peralatan. Preventive maintenance dibagi menjadi:

- Running Maintenance, adalah suatu kegiatan perawatan yang dilakukan hanya bertujuan untuk memperbaiki equipment yang rusak saja dalam satu unit. Unit produksi tetap melakukan kegiatan.
- Turning Around Maintenance, adalah perawatan terhadap peralatan yang sengaja dihentikan pengoperasiannya.

2. Repair Maintenance

Repair Maintenance merupakan perawatan yang dilakukan terhadap peralatan yang tidak kritis, atau disebut juga peralatan-peralatan yang tidak mengganggu jalannya operasi.

3. Predictive Maintenance

Predictive Maintenance merupakan kegiatan monitor, menguji, dan mengukur peralatan-peralatan yang beroperasi dengan menentukan perubahan yang terjadi pada bagian utama, apakah peralatan tersebut berjalan dengan normal atau tidak.

4. Corrective Maintenance

Corrective Maintenance adalah perawatan yang dilakukan dengan memperbaiki perubahan kecil yang terjadi dalam disain, serta menambahkan komponen-komponen yang sesuai dan juga menambahkan material-material yang cocok.

5. Break Down Maintenance.

Kegiatan perawatan yang dilakukan setelah terjadi kerusakan atau kelainan pada peralatan sehingga tidak dapat berfungsi seperti biasanya.

6. Modification Maintenance.

Pekerjaan yang berhubungan dengan disain suatu peralatan atau unit. Modifikasi bertujuan menambah kehandalan peralatan atau menambah tingkat produksi dan kualitas pekerjaan.

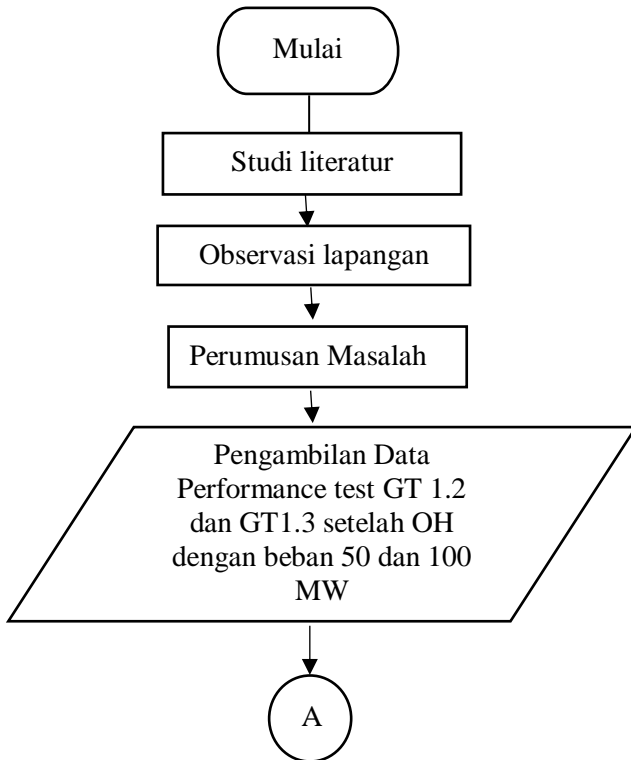
7. Shut Down Maintenance

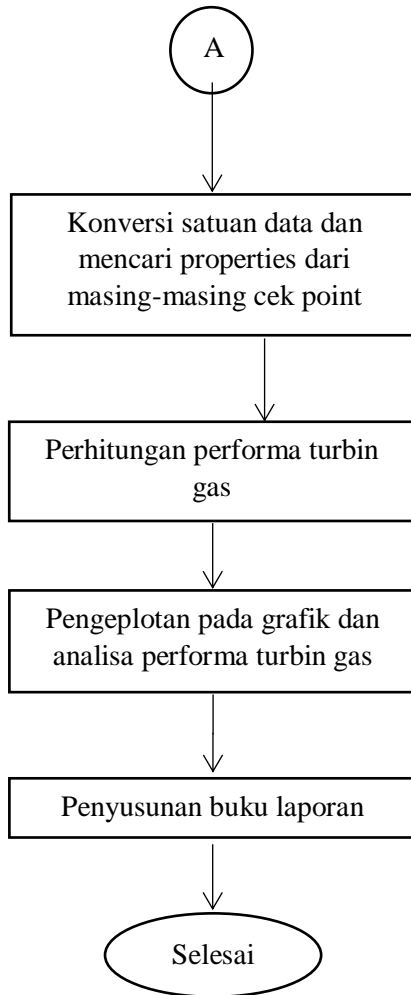
Shut Down adalah kegiatan perawatan yang dilakukan terhadap peralatan yang sengaja dihentikan pengoperasiannya. Shutdown maintenance pada turbine gas terdiri dari Boroscope Inspection, Combustion Inspection, Hot Gas Path Inspection dan Major Inspection.

BAB III METODOLOGI

3.1 Metodologi Pengerjaan Tugas Akhir

Dalam proses pengerjaan tugas akhir ini dilakukan dengan tahapan yang digambarkan pada diagram alir berikut :





3.2 Penjelasan Diagram Alir Pengerjaan Tugas Akhir

Tugas akhir Analisis termodinamika untuk membandingkan performa turbin gas antar unit PT PJB UP Gresik PLTGU GT 1.2 dan PLTU GT 1.3 sesudah overhaul dengan variasi beban, dalam penyelesaian memiliki metode dan tahapan sebagai berikut:

3.2.1 Studi Literature

Studi literature merupakan pengkajian untuk mendapat topik tugas akhir sebelum melakukan observasi lapangan.

Pada pengkajian ini meliputi studi pustaka yang berkaitan dengan turbin gas yang diperoleh dari berbagai sumber seperti gas turbine oleh V.Ganesan, fundamental of engineering thermodynamics oleh Michael J. moran dan Howard N. Shapiro, Fundamental of Thermodynamics oleh Claus Borgnake dan Richard E. Sonntag, dan beberapa sumber lain. Selain itu juga dikaji berdasarkan penelitian terdahulu.

3.2.2 Observasi Lapangan

Observasi dan identifikasi lapangan dilakukan untuk mengetahui adanya permasalahan pada keadaan aktual yang nantinya dipelajari dan dianalisis sebagai topik tugas akhir. Turbin gas adalah topik yang dianalisa pada tugas akhir ini dan analisa dilakukan pada performa turbin gas secara termodinamika

3.2.3 Perumusan Masalah

Setelah mencari berbagai literature dan observasi pada PLTGU PT PJB UP Gresik, langkah selanjutnya adalah merumuskan masalah secara spesifik dengan bahasan dan objek penelitian tugas akhir turbin gas PLTGU GT 1.2 dan PLTU GT 1.3. Tugas akhir ini mengangkat masalah bagaimana perbandingan unjuk kerja turbin gas dan efisiensi siklus turbin gas secara termodinamika antar unit dengan variasi beban

3.2.4 Pengumpulan Data

Pada tahap ini, data dikumpulkan dari berbagai sumber informasi analisis unjuk kerja GT 1.2 dan GT 1.3 yang ada pada PLTGU PT. PJB UP Gresik

3.2.5 Konversi dan Perhitungan Properties

Pada tahap ini dilakukan konversi satuan dari data-data yang telah dikumpulkan ke dalam satuan yang umum digunakan untuk mempermudah proses perhitungan. Selanjutnya dilakukan perhitungan secara termodinamika pada tiap titik (state) untuk mendapatkan data properties yang selanjutnya akan digunakan untuk menghitung unjuk kerja turbin gas.

3.2.6 Perhitungan Performa Turbin Gas

Setelah dilakukan konversi dan didapatkan data properties pada masing-masing titik. Maka selanjutnya adalah perhitungan performa turbin gas dengan menggunakan data daripada properties tersebut. Perhitungan performa tersebut antara lain daya turbin, daya kompresor, daya netto, konsumsi bahan bakar, efisiensi turbin, efisiensi kompresor, dan efisiensi siklus.

3.2.7 Pengeplotan pada Grafik dan Analisa

Setelah didapatkan data performa turbin gas. Selanjutnya data-data tersebut disajikan dalam bentuk tabel dan grafik. Pengeplotan ini berguna untuk mempermudah pembacaan dan analisa perbandingan performa turbin gas pada berbagai beban.

3.2.8 Penyusunan Buku Laporan

Setelah itu dilakukan penyusunan buku tugas akhir mengenai topik yang telah diangkat.

BAB IV

ANALISA DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan dilakukan perhitungan unjuk kerja turbin gas dan hasil perbandingan performa antar unit turbin gas dengan variasi beban 50 MW dan 100 MW, dengan menggunakan:

5. Data kerja dari Turbin gas GT 1.2 dan 1.3 PT. PJB UP Gresik
6. Perhitungan yang dilakukan menggunakan data dari gas turbin GT 1.2 dan 1.3 dengan beban 50 MW dan 100 MW
7. Data yang diambil merupakan data beban setelah combustion inspection.

4.1 Data Hasil Pengamatan

Setelah dilakukan pengamatan di *plant* didapatkan data dan blok diagram turbin gas PLTGU blok 1.2 dan 1.3

4.2 Perhitungan Performa Turbin Gas GT 1.2 dan 1.3 PLTGU PT.PJB UP Gresik dengan beban 50 MW dan 100 MW.

Pada bab ini akan dilakukan perhitungan performa turbin gas GT 1.2 dan 1.3 PLTGU PT.PJB UP Gresik. Data yang digunakan dalam contoh perhitungan adalah data operasi PLTGU blok GT 1.2 dan 1.3 setelah *combustion inspection*, pada beban 50 MW dan 100 MW

4.2.1 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik Unit 1.2 Beban 50 MW

Untuk mempermudah perhitungan, terlebih dahulu kita mengetahui properties di tiap-tiap titik pada skema turbin gas. Adapun skema turbin gas itu sendiri serta data pengoperasiannya adalah sebagai berikut:

Metode perhitungan didasarkan pada beberapa asumsi untuk menyederhanakan perhitungan, asumsi sebagai berikut:

1. Setiap komponen yang dianalisa dalam keadaan *steady state*

2. Proses yang terjadi pada turbin dan kompresor merupakan proses isentropik
3. Energi kinetik dan energi potensial diabaikan
4. Proses yang terjadi di dalam turbin gas tidak dijabarkan secara detail karena mengacu pada data operasi atau *performance test sheet* yang ada.
5. Perhitungan performa turbin gas didasarkan pada kalor yang masuk dan keluar pada sistem saja, tidak menghitung perpindahan panas yang terjadi pada setiap state yang ada di dalam turbin gas.

Campuran komposisi bahan bakar akan berpengaruh pada perhitungan performa turbin gas. Dari tabel berikut dapat diketahui nilai dari Cp Combustion Product dan Specific Gravity daripada bahan bakar turbin gas

Tabel 4.1. Data Komponen Bahan Bakar dan Specific Gravity

Komponen	Komposisi	Specific Gravity	Cp
Methane	95,2 %	0,5275	2,22 kJ/kg.K
Ethane	1,8 %	0,0187	1,75 kJ/kg.K
Propane	1,2 %	0,0183	1,5 kJ/kg.K
n-butane	0,31 %	0,0063	1,675 kJ/kg.K
Isobutane	0,31 %	0,0062	1,67 kJ/kg.K
N-pentane	0,1 %	0,0026	0,167 kJ/kg.K
Isopentane	0,62 %	0,0156	0,228 kJ/kg.K
Hexane Plus	0,12 %	0,0041	0,165 kJ/kg.K
Nitrogen	0,19 %	0,0018	1,04 kJ/kg.K
Karbon Dioksida	0,07 %	0,0011	0,821 kJ/kg.K

Nilai Specific Gravity adalah jumlah specific gravity pada tiap komponen bahan bakar

$$SG = 0,60248$$

Dari tabel tersebut didapat data Cp Combustion Product dengan cara mengkalikan nilai Cp tiap komponen dengan persentasi kandungan bahan bakar :

1. Methane = 2,116 kJ/kg.K
2. Ethane = 0,0315 kJ/kg.K
3. Propane = 0,018 kJ/kg.K
4. N-butane = 0,0051 kJ/kg.K
5. Isobutane = 0,0049 kJ/kg.K
6. N-pentane = 0,00016 kJ/kg.K
7. Isopentane = 0,00014 kJ/kg.K
8. Hexane Plus = 0,00019 kJ/kg.K
9. Nitrogen = 0,00019 kJ/kg.K
10. Karbon Dioksida = 0,0005 kJ/kg.K

$$Cp = 2,17965 \text{ kJ/kg.K}$$

Tabel 4.2 Data properties natural gas dan udara

Input	k	P	Cp	Cv
Udara	1,4	1,2	1,01	0,718
Natural Gas	1,3	0,722	2,4	1,85
Unit		Kg/m ³	kJ/kg.K	kJ/kg.K

Data harga properties tersebut diambil pada sumber *Engineering Toolbox 2013*

Berikut adalah tabel properties daripada unit 1.2 dengan beban 50 MW. Dari tabel tersebut kita bisa mencari properties untuk setiap stage yang dibutuhkan dalam perhitungan performa turbin gas.

Tabel 4.3 Data Operasi sesudah CI. GT 1.2 Beban 50 MW

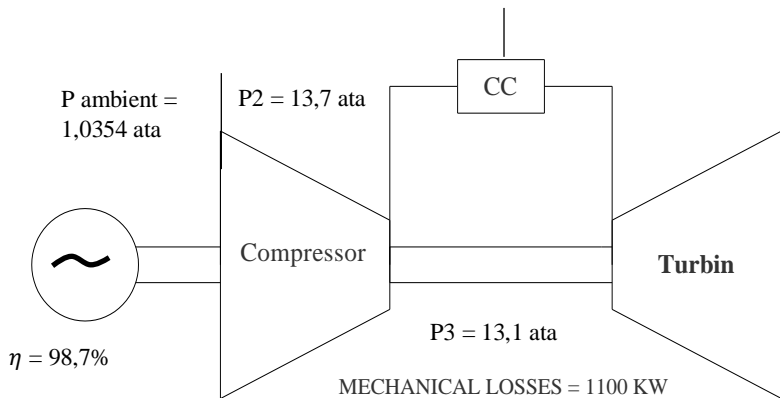
Input	Value	Unit
Daya (W)	50	MW
Daya sebenarnya (Correct W)	50,27	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	19,67	kNm ³ /h
HHV	1080,07	BTU/SCF
Efisiensi generator	98,7	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	29,43	C
Tekanan masuk kompresor (P1)	14,7	psi
Temperatur keluar kompresor (T2)	355,33	C
Tekanan keluar kompresor (P2)	8,6	Kg/cm ²
Temperatur keluar turbin (T4)	487,77	C
Tekanan keluar turbin (P4)	760	mmHg
Mechanical Losses	1100	KW
LHV	1072.52	BTU/SCF
Specific Heat Combustion Product	2,17965	kJ/kg.K

Untuk mempermudah dalam perhitungan, maka dilakukan konversi terlebih dahulu ke dalam suatu baku *metric units*, sebagai berikut:

Tabel 4.4 Data Operasi sesudah CI. GT 1.2 Beban 50 MW (Konversi)

Input	Value	Unit
Daya (W)	50	MW
Daya sebenarnya (Correct W)	50,27	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	19,67	kNm ³ /h
HHV	55692.158	kJ/kg
Efisiensi generator	98,7	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	302,58	K

Tekanan masuk kompresor (P1)	101,33	kPa
Temperatur keluar kompresor (T2)	628,68	K
Tekanan keluar kompresor (P2)	843,372	kPa
Temperatur keluar turbin (T4)	760,92	K
Tekanan keluar turbin (P4)	101,325	kPa
Mechanical Losses	1100	KW
LHV	55303.358	kJ/kg
Specific Heat Combustion Product	2,17965	kJ/kg.K



Gambar 4.1. Heat Balance Unit 1.2

a. State 1

Pada state ini udara dari lingkungan (udara ruangan/atmosfir) masuk ke kompresor. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_1 = 302,58 \text{ K}$$

$$P_1 = 101,33 \text{ kPa}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamik dari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 5th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*.

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan interpolasi:

$$\begin{aligned}
 h_1 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_1 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\
 &= \frac{(300,19 \frac{kJ}{kg} - 305,22 \frac{kJ}{kg})}{(300 K - 305 K)} \times (302,58 K - 305 K) + 305,22 \frac{kJ}{kg} \\
 &= 302,785 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned}$$

b. State 2

Pada titik ini udara yang masuk ke kompresor akan dikompresikan keluar menuju ke ruang bakar, dimana fluida udara yang telah terkompresi tersebut mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_2 = 628,68 K$$

$$P_2 = 843,372 kPa$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamika dari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 5th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*.

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan interpolasi:

$$\begin{aligned}
 h_2 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_2 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\
 &= \frac{(628,07 \frac{kJ}{kg} - 638,63 \frac{kJ}{kg})}{(620 K - 630 K)} \times (628,68 K - 630 K) + 638,63 \frac{kJ}{kg} \\
 &= 638,236 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned}$$

Karena pada state 2 ini berlangsung proses kompresi isentropik maka :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\begin{aligned}
 T_{2s} &= T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
 &= 302,58 \text{ K} \left(\frac{843,372 \text{ kPa}}{101,33 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\
 &= 302,58 \text{ K} \times 1,829 \\
 &= 553,418 \text{ K}
 \end{aligned}$$

c. State 3

Pada tahap ini terjadi proses pembakaran di dalam ruang bakar (*combustion chamber*) dimana fluida bahan bakar natural gas diinjeksikan sehingga bercampur dengan udara berkompresi dan terjadi proses pembakaran. *Fuel gas* yang sudah terbentuk dari pembakaran akan keluar dari ruang bakar menuju turbin untuk mengekspansi sudu sudu turbin.

Dari data *heat balance* pada kondisi pembebanan 50 MW didapatkan data tekanan keluar kompresor sebesar 13,1 ata dan tekanan keluar turbin sebesar 13,6 ata. Sehingga *pressure drop* dapat dicari dengan cara berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{Pressure drop} &= \left(1 - \frac{P_3}{P_2} \right) \times 100\% \\
 &= \left(1 - \frac{13,1 \text{ ata}}{13,7 \text{ ata}} \right) \times 100\% \\
 &= (1 - 0,963) \times 100\% \\
 &= 4,379 \%
 \end{aligned}$$

Setelah besar *pressure drop* diketahui, maka besar P_3 dapat dihitung dengan cara sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 \text{Pressure drop} &= \frac{(P_2 - P_3)}{P_2} \\
 0,04379 &= \frac{(843,372 \text{ kPa} - P_3)}{843,372 \text{ kPa}} \\
 0,04379 \times 843,372 \text{ kPa} &= 843,372 \text{ kPa} - P_3 \\
 36,931 \text{ kPa} &= 843,372 \text{ kPa} - P_3 \\
 P_3 &= 806,441 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Setelah didapatkan nilai P_3 , serta dengan menggunakan nilai rasio spesifik, $k = 1,3$ yang diambil pada sumber *Engineering Toolbox 2013*, maka temperatur masuk turbin dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\frac{T_3}{T_4} &= \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_3 &= T_4 \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 760,92 \text{ K} \left(\frac{806,441 \text{ kPa}}{101,325 \text{ kPa}}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \\ &= 760,92 \text{ K} \times 1,611 \\ &= 1225,842 \text{ K}\end{aligned}$$

Dengan $Cp_{\text{combustion product}} = 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ dan $h = Cp \times T_3$ maka:

$$\begin{aligned}h_3 &= Cp_{\text{combustion product}} \times T_3 \\ &= 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \times 1225,842 \text{ K} \\ &= 2671,906 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\end{aligned}$$

d. State 4

Pada state ini terjadi ekspansi gas buang hasil pembakaran dari dalam turbin. Pada proses ini terjadi gesekan antara gas hasil pembakaran dengan sudu-sudu turbin, sehingga temperatur gas buang yang keluar dari turbin menjadi lebih tinggi dari gas ideal (isentropis).

Dengan $Cp_{\text{combustion product}} = 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ dan $h = Cp \times T_3$ maka:

$$\begin{aligned}T_4 &= 760,92 \text{ K} \\ h_4 &= Cp_{\text{combustion product}} \times T_4 \\ &= 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \times 760,92 \text{ K}\end{aligned}$$

$$= 1658,539 \frac{kJ}{kg}$$

Karena pada state 4 ini berlangsung proses kompresi isentropis maka :

$$\begin{aligned} T_{4s} &= T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 1225,842 \text{ K} \left(\frac{101,33 \text{ kPa}}{843,372 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\ &= 1225,842 \text{ K} \times 0,5471 \\ &= 669,886 \text{ K} \end{aligned}$$

4.2.2 Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.2 Beban 50 MW

a. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Kompresor

Untuk perhitungan $\dot{W}_{kompresor}$ pada beban 50 MW, kita menggunakan data-data properties pada beban 50 MW. Perhitungan tersebut menggunakan persamaan:

$$\dot{W}_{kompresor} = \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1)$$

Diperlukan hasil perhitungan dari \dot{m}_{udara} maka dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\dot{m}_{udara} = A/F \times \dot{m}_{bb}$$

Untuk mendapatkan harga dari \dot{m}_{bb} maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{bb} = \text{fuel gas flow} \times \rho_{bahan \text{ bakar}}$$

Berdasarkan data komposisi bahan bakar, didapatkan harga *specific gravity* bahan bakar yaitu sebesar 0,60248 pada kondisi 14,7 Psia. Massa jenis bahan bakar dapat dihitung dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\rho_{udara} &= 1,2 \frac{kg}{m^3} \text{ dalam } 1,47 \text{ Psia} \\
\rho_{bb} &= SG \times \rho_{udara} \\
&= 0,60248 \times 1,2 \frac{kg}{m^3} \\
&= 0,722976 \frac{kg}{m^3}
\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan ρ_{bb} maka haraga \dot{m}_{bb} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \times \rho_{bb} \\
&= 19,67 \frac{km^3}{h} \times 0,722976 \frac{kg}{m^3} \times \frac{h}{3600s} \times \frac{1000}{k} \\
&= 3,9502 \frac{kg}{s}
\end{aligned}$$

Sementara untuk perhitungan \dot{m}_{udara} dibutuhkan harga *Air Fuel Ratio* terlebih dahulu, untuk perhitungan AFR dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
W_{GTnett} &= (W_T - W_C) - \text{Mechanical Losses} = \frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} \\
\frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} &= (\dot{m}_{fuel\ gas} + \dot{m}_{udara})(h_3 - h_4) - \dot{m}_{udara}(h_2 - h_1) \\
&\quad - \text{Mech Losses} \\
\frac{50,27 \text{ MW}}{0,987} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] \dot{m}_{bb}(h_3 - h_4) - \left(\frac{A}{F} \right) \dot{m}_{bb}(h_2 - h_1) - ML \\
\frac{50,27 \text{ MW}}{0,987} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 3,9502 \frac{kg}{s} \left(2671,906 \frac{kJ}{kg} - 1658,539 \frac{kJ}{kg} \right) \\
&\quad - \left(\frac{A}{F} \right) 3,9502 \frac{kg}{s} \left(638,286 \frac{kJ}{kg} - 302,785 \frac{kJ}{kg} \right) \\
&\quad - 1100 \text{ kW} \\
50932,11 \text{ kW} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 4003,002 \frac{kJ}{s} - \left(\frac{A}{F} \right) 1325,296 \frac{kJ}{s} \\
&\quad - 1100 \text{ kW}
\end{aligned}$$

$$50932,11 \text{ kW} = 2903,002 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} + 2677,706 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \times \left(\frac{A}{F}\right)$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{50932,11 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} - 2903,002 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{2677,706 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}$$

$$\left(\frac{A}{F}\right) = 17,698$$

Harga dari *mecahnical losses* didapatkan dari data *heat balance* turbin gas blok 1.2 dengan nilai 1100 kW

Dari hasil perhitungan (A/F) maka haraga \dot{m}_{udara} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{udara} &= A/F \times \dot{m}_{bb} \\ &= 17,698 \times 3,9502 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ &= 69,910 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Setelah itu maka harga $\dot{W}_{kompresor}$ dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{kompresor} &= \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1) \\ &= 69,910 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(638,286 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 302,785 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\ &= 23454,874 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}\end{aligned}$$

b. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Turbin

Untuk perhitungan daya turbin pada Gas Turbin 1.2 dengan beban 50 MW dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{turbin} &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bb}) \times (h_3 - h_4) \\ &= \left(69,910 \frac{\text{kg}}{\text{s}} + 3,9502 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \times \left(2671,906 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 1658,539 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)\end{aligned}$$

$$= 74847,489 \frac{kJ}{s}$$

c. Daya Netto yang Dihasilkan Turbin

Daya netto adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan daya yang dihasilkan kompresor, daya netto selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{netto} &= \dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{kompresor} \\ &= 74847,489 \frac{kJ}{s} - 23454,874 \frac{kJ}{s} \\ &= 51392,615 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Actual\ Mechanical\ Losses &= \dot{W}_{netto} - \dot{W}_{GTnetto} \\ &= 51392,615 \frac{kJ}{s} - 50932,11 \frac{kJ}{s} \\ &= 460.505\ KW\end{aligned}$$

d. Specific Fuel Consumption (SFC)

Untuk menghitung besarnya konsumsi bahan bakar yang digunakan pada Gas Turbin blok 1.2 dengan beban 50 MW, maka dapat digunakan cara berikut:

$$\begin{aligned}SCF &= \frac{\dot{m}_{bb}}{\dot{W}_{netto}} \\ &= \frac{3,9502 \frac{kg}{s} \times 3600 \frac{s}{h}}{51392,615 \frac{kJ}{s}} \\ &= 0.276 \frac{kg}{kWh}\end{aligned}$$

e. Back Work Ratio (BWR)

Back work ratio adalah nilai persentase kerja spesifik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor. *Back work ratio* dapat diperoleh dengan cara berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{Back work ratio} &= \frac{\dot{W}_{\text{kompresor}}}{\dot{W}_{\text{turbin}}} \\
 &= \frac{23454,874 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{74847,489 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} \\
 &= 0.31336
 \end{aligned}$$

f. Efisiensi Turbin

$$\begin{aligned}
 \eta_{\text{turbin}} &= \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \times 100\% \\
 &= \frac{1225,842 \text{ K} - 760,92 \text{ K}}{1225,842 \text{ K} - 669,886 \text{ K}} \times 100\% \\
 &= 83,625 \%
 \end{aligned}$$

g. Efisiensi Kompresor

$$\begin{aligned}
 \eta_{\text{kompresor}} &= \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \times 100\% \\
 &= \frac{553,418 \text{ K} - 302,58 \text{ K}}{628,68 \text{ K} - 302,58 \text{ K}} \times 100\% \\
 &= 76,920 \%
 \end{aligned}$$

h. Efisiensi Siklus

Untuk perhitungan efisiensi siklus, kita terlebih dahulu harus mencari besar panas yang masuk ke dalam turbin (Q_{in}). Dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Q_{in} &= LHV \times \dot{m}_{bb} \\
 &= 55303.358 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 3,9502 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
 &= 218459.324 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Selanjutnya mencari harga efisiensi siklus dengan cara sebagai berikut:

$$\eta_{\text{siklus}} = \frac{\dot{W}_{\text{netto}}}{Q_{in}} \times 100 \%$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{51392,615 \frac{kJ}{s}}{218459.324 \frac{kJ}{s}} \times 100 \% \\
 &= 23,525 \%
 \end{aligned}$$

4.2.3 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik Unit 1.3 Beban 50 MW

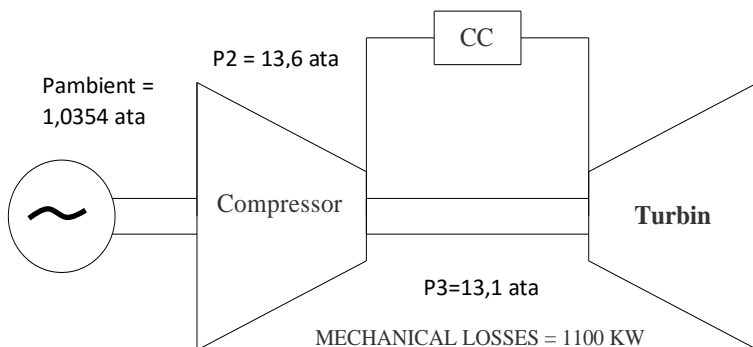
Tabel 4.5 Data Operasi sesudah CI. GT 1.3 Beban 50 MW

Input	Value	Unit
Daya (W)	50	MW
Daya sebenarnya (Correct W)	50,3	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	19,57	kNm ³ /h
HHV	1050,89	BTU/SCF
Efisiensi generator	98	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	33,73	C
Tekanan masuk kompresor (P1)	14,7	psi
Temperatur keluar kompresor (T2)	363,67	C
Tekanan keluar kompresor (P2)	8,58	Kg/cm ²
Temperatur keluar turbin (T4)	491,63	C
Tekanan keluar turbin (P4)	760	mmHg
Mechanical Losses	1100	KW
LHV	1043.349	BTU/SCF
Specific Heat Combustion Product	2,17965	kJ/kg.K

Untuk mempermudah dalam perhitungan, maka dilakukan konversi terlebih dahulu ke dalam suatu baku *metric units*, sebagai berikut:

Tabel 4.6 Data Operasi sesudah CI. GT 1.3 Beban 50 MW (Konversi)

Input	Value	Unit
Daya (W)	50	MW
Daya sebenarnya (Correct W)	50,3	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	19,57	kNm ³ /h
HHV	54187.535	kJ/kg
Efisiensi generator	98,7	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	306,88	K
Tekanan masuk kompresor (P1)	101,33	kPa
Temperatur keluar kompresor (T2)	636,82	K
Tekanan keluar kompresor (P2)	841,410	kPa
Temperatur keluar turbin (T4)	764,78	K
Tekanan keluar turbin (P4)	101,325	kPa
Mechanical Losses	1100	KW
LHV	53798.735	kJ/kg
Specific Heat Combustion Product	2,17965	kJ/kg.K



Gambar 4.2. Heat Balance Unit 1.3

a. State 1

Pada state ini udara dari lingkungan (udara ruangan/atmosfir) masuk ke kompresor. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_1 = 306,88K$$

$$P_1 = 101,33 \text{ kPa}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamikadari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 5th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*. (terdapat pada lampiran).

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan proses interpolasi:

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_1 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\ &= \frac{(305,22 \frac{kJ}{kg} - 310,24 \frac{kJ}{kg})}{(305 \text{ K} - 310 \text{ K})} \times (306,88 \text{ K} - 310 \text{ K}) + 310,24 \frac{kJ}{kg} \\ &= 307,107 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

b. State 2

Pada titik ini udara yang masuk ke kompresor akan dikompresikan keluar menuju ke ruang bakar, dimana fluida udara yang telah terkompresi tersebut mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_2 = 636,82 \text{ K}$$

$$P_2 = 841,410 \text{ kPa}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamikadari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 5th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*.

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan interpolasi:

$$h_2 = \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_2 - T_{bawah}) + h_{bawah}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{\left(638,63 \frac{kJ}{kg} - 649,22 \frac{kJ}{kg}\right)}{(630 K - 640 K)} \times (636,82 K - 640 K) + 649,22 \frac{kJ}{kg} \\
&= 645,852 \frac{kJ}{kg}
\end{aligned}$$

Karena pada state 2 ini berlangsung proses kompresi isentropik maka :

$$\begin{aligned}
\frac{T_{2s}}{T_1} &= \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\
T_{2s} &= T_1 \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \\
&= 306,88 K \left(\frac{841,410 kPa}{101,33 kPa}\right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\
&= 306,88 K \times 1,827 \\
&= 560,669 K
\end{aligned}$$

c. State 3

Pada tahap ini terjadi proses pembakaran di dalam ruang bakar (*combustion chamber*) dimana fluida bahan bakar natural gas diinjeksikan sehingga bercampur dengan udara berkompresi dan terjadi proses pembakaran. *Fuel gas* yang sudah terbentuk dari pembakaran akan keluar dari ruang bakar menuju turbin untuk mengekspansi sudu sudu turbin.

Dari data *heat balance* pada kondisi pembebanan 50 MW didapatkan data tekanan keluar kompresor sebesar 13,1 ata dan tekanan keluar turbin sebesar 13,6 ata. Sehingga *pressure drop* dapat dicari dengan cara berikut:

$$\begin{aligned}
\text{Pressure drop} &= \left(1 - \frac{P_3}{P_2}\right) \times 100\% \\
&= \left(1 - \frac{13,1 \text{ ata}}{13,6 \text{ ata}}\right) \times 100\% \\
&= (1 - 0,963) \times 100\% \\
&= 4,379 \%
\end{aligned}$$

Setelah besar *pressure drop* diketahui, maka besar P_3 dapat dihitung dengan cara sebagai berikut.

$$\text{Pressure drop} = \frac{(P_2 - P_3)}{P_2}$$

$$0,04379 = \frac{(841,410 \text{ kPa} - P_3)}{841,410 \text{ kPa}}$$

$$0,04379 \times 841,410 \text{ kPa} = 841,410 \text{ kPa} - P_3$$

$$36,931 \text{ kPa} = 841,410 \text{ kPa} - P_3$$

$$P_3 = 804,565 \text{ kPa}$$

Setelah didapatkan nilai P_3 , serta dengan menggunakan nilai rasio spesifik, $k = 1,3$ yang diambil pada sumber *Engineering Toolbox 2013*, untuk lebih detailnya dapat dilihat pada lampiran, maka temperatur masuk turbin dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

$$\begin{aligned} T_3 &= T_4 \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 764,78 \text{ K} \left(\frac{804,565 \text{ kPa}}{101,325 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \\ &= 764,78 \text{ K} \times 1,610 \\ &= 1231,295 \text{ K} \end{aligned}$$

Dengan $Cp_{\text{combustion product}} = 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ dan $h = Cp \times T_3$
maka:

$$\begin{aligned} h_3 &= Cp_{\text{combustion product}} \times T_3 \\ &= 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \times 1231,295 \text{ K} \\ &= 2683,792 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

d. State 4

Pada state ini terjadi ekspansi gas buang hasil pembakaran dari dalam turbin. Pada proses ini terjadi gesekan antara gas hasil pembakaran dengan sudu-sudu turbin, sehingga temperatur gas buang yang keluar dari turbin menjadi lebih tinggi dari gas ideal (isentropis).

Dengan $Cp_{combustion\ product} = 2,17965 \frac{kJ}{kgK}$ dan $h = Cp \times T_3$ maka:

$$T_4 = 764,78 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} h_4 &= Cp_{combustion\ product} \times T_4 \\ &= 2,17965 \frac{kJ}{kgK} \times 764,78 \text{ K} \\ &= 1666,952 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

Karena pada state 4 ini berlangsung proses kompresi isentropis maka :

$$\begin{aligned} T_{4s} &= T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 1231,295 \text{ K} \left(\frac{101,33 \text{ kPa}}{841,410 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\ &= 1231,295 \text{ K} \times 0,5464 \\ &= 672,779 \text{ K} \end{aligned}$$

4.2.4 Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.3 Beban 50 MW

a. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Kompresor

Untuk perhitungan $\dot{W}_{kompresor}$ pada beban 50 MW, kita menggunakan data-data properties pada beban 50 MW. Perhitungan tersebut menggunakan persamaan:

$$\dot{W}_{kompresor} = \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1)$$

Diperlukan hasil perhitungan dari \dot{m}_{udara} maka dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\dot{m}_{udara} = A/F \times \dot{m}_{bb}$$

Untuk mendapatkan harga dari \dot{m}_{bb} maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{bb} = \text{fuel gas flow} \times \rho_{\text{bahan bakar}}$$

Berdasarkan data komposisi bahan bakar, didapatkan harga *specific gravity* bahan bakar yaitu sebesar 0,60248 pada kondisi 14,7 Psia. Massa jenis bahan bakar dapat dihitung dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\rho_{\text{udara}} &= 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ dalam } 14,7 \text{ Psia} \\ \rho_{bb} &= SG \times \rho_{\text{udara}} \\ &= 0,60248 \times 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ &= 0,722976 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan ρ_{bb} maka haraga \dot{m}_{bb} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \times \rho_{bb} \\ &= 19,57 \frac{\text{kNm}^3}{\text{h}} \times 0,722976 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{h}}{3600\text{s}} \times \frac{1000}{\text{k}} \\ &= 3,9301 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Sementara untuk perhitungan \dot{m}_{udara} dibutuhkan harga *Air Fuel Ratio* terlebih dahulu, untuk perhitungan AFR dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$W_{GTnett} = (W_T - W_C) - \text{Mechanical Losses} = \frac{W_{gen}}{\eta_{gen}}$$

$$\begin{aligned}
\frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} &= (\dot{m}_{fuel\ gas} + \dot{m}_{udara})(h_3 - h_4) - \dot{m}_{udara}(h_2 - h_1) \\
&\quad - Mech\ Losses \\
\frac{50,3\ MW}{0,98} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F}\right)\right] \dot{m}_{bb}(h_3 - h_4) - \left(\frac{A}{F}\right) \dot{m}_{bb}(h_2 - h_1) - ML \\
\frac{50,3\ MW}{0,98} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F}\right)\right] 3,9301 \frac{kg}{s} \left(2683,792 \frac{kJ}{kg} - 1666,952 \frac{kJ}{kg}\right) \\
&\quad - \left(\frac{A}{F}\right) 3,9301 \left(645,852 \frac{kJ}{kg} - 307,107 \frac{kJ}{kg}\right) \\
&\quad - 1100\ kW \\
51326.530\ kW &= \left[1 + \left(\frac{A}{F}\right)\right] 3996,2828 \frac{kJ}{s} - \left(\frac{A}{F}\right) 1331,3017 \frac{kJ}{s} \\
&\quad - 1100\ kW \\
51326.530\ kW &= 2896,2828 + 2664,9811 \frac{kJ}{s} \times \left(\frac{A}{F}\right) \\
\left(\frac{A}{F}\right) &= \frac{51326.530 \frac{kJ}{s} - 2896,2828 \frac{kJ}{s}}{2664,9811 \frac{kJ}{s}} \\
\left(\frac{A}{F}\right) &= 18,172
\end{aligned}$$

Harga dari *mechanical losses* didapatkan dari data *heat balance* turbin gas blok 1.3 dengan nilai 1100 kW (data dapat dilihat pada lampiran).

Dari hasil perhitungan (A/F) maka harga \dot{m}_{udara} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{udara} &= A/F \times \dot{m}_{bb} \\
&= 18,172 \times 3,9301 \frac{kg}{s} \\
&= 71.417 \frac{kg}{s}
\end{aligned}$$

Setelah itu maka harga $\dot{W}_{kompresor}$ dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{kompresor} &= \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1) \\
 &= 71.417 \frac{kg}{s} \left(645,852 \frac{kJ}{kg} - 307,107 \frac{kJ}{kg} \right) \\
 &= 24100,69 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

b. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Turbin

Untuk perhitungan daya turbin pada Gas Turbin 1.3 dengan beban 50 MW dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{turbin} &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bb}) \times (h_3 - h_4) \\
 &= \left(71.417 \frac{kg}{s} + 3,9301 \frac{kg}{s} \right) \\
 &\quad \times \left(2683,792 \frac{kJ}{kg} - 1666,952 \frac{kJ}{kg} \right) \\
 &= 76615.945 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

c. Daya Netto yang Dihasilkan Turbin

Daya netto adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan kerja kompresor, daya netto selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus.

$$\begin{aligned}
 \dot{W}_{netto} &= \dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{kompresor} \\
 &= 76615.945 \frac{kJ}{s} - 24100,69 \frac{kJ}{s} \\
 &= 52515.255 \frac{kJ}{s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Actual Mechanical Losses} &= \dot{W}_{netto} - \dot{W}_{GTnett} \\
 &= 52515.525 \frac{kJ}{s} - 51326.530 \frac{kJ}{s} \\
 &= 1188.995 \text{ KW}
 \end{aligned}$$

d. Specific Fuel Consumption (SFC)

Untuk menghitung besarnya konsumsi bahan bakar yang digunakan pada Gas Turbin blok 1.3 dengan beban 50 MW, maka dapat digunakan cara berikut:

$$\begin{aligned}
 SCF &= \frac{\dot{m}_{bb}}{\dot{W}_{netto}} \\
 &= \frac{3,9301 \frac{kg}{s} \times 3600 \frac{s}{h}}{52515.255 \frac{kJ}{s}} \\
 &= 0.269 \frac{kg}{kWh}
 \end{aligned}$$

e. Back Work Ratio (BWR)

Back work ratio adalah nilai persentase kerja spesifik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor. *Back work ratio* dapat diperoleh dengan cara berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{Back work ratio} &= \frac{\dot{W}_{kompresor}}{\dot{W}_{turbin}} \\
 &= \frac{24100,69 \frac{kJ}{s}}{76615.945 \frac{kJ}{s}} \\
 &= 0.31456
 \end{aligned}$$

f. Effisiensi Turbin

$$\begin{aligned}
 \eta_{turbin} &= \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \times 100\% \\
 &= \frac{1231,295 \text{ K} - 764,78 \text{ K}}{1231,295 \text{ K} - 672,779 \text{ K}} \times 100\% \\
 &= 83,527 \%
 \end{aligned}$$

g. Effisiensi Kompresor

$$\eta_{kompresor} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \times 100\%$$

$$= \frac{560,669 \text{ K} - 306,88 \text{ K}}{636,82 \text{ K} - 306,88 \text{ K}} \times 100\% \\ = 77,003 \%$$

h. Efisiensi Siklus

Untuk perhitungan efisiensi siklus, kita terlebih dahulu harus mencari besar panas yang masuk ke dalam turbin (Q_{in}). Dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$Q_{in} = LHV \times \dot{m}_{bb} \\ = 53798.735 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times 3,9301 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ = 211434.408 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}$$

Selanjutnya mencari harga efisiensi siklus dengan cara sebagai berikut:

$$\eta_{siklus} = \frac{\dot{W}_{netto}}{Q_{in}} \times 100 \% \\ = \frac{52515.255 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{211434.408 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} \times 100 \% \\ = 24,837 \%$$

4.2.5 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik Unit 1.2 Beban 100 MW

Tabel 4.7 Data Operasi sesudah CI. GT 1.2 Beban 100 MW

Input	Value	Unit
Daya (W)	100	MW
Daya sebenarnya (Correct W)	100,83	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	30,57	kNm ³ /h
HHV	1080,07	BTU/SCF

Efisiensi generator	98,7	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	30,60	C
Tekanan masuk kompresor (P1)	14,7	psi
Temperatur keluar kompresor (T2)	402	C
Tekanan keluar kompresor (P2)	8,58	Kg/cm ²
Temperatur keluar turbin (T4)	499,83	C
Tekanan keluar turbin (P4)	760	mmHg
Mechanical Losses	1100	KW
LHV	1072.529	BTU/SCF
Specific Heat Combustion Product	2,17965	kJ/kg.K

Untuk mempermudah dalam perhitungan, maka dilakukan konversi terlebih dahulu ke dalam suatu baku *metric units*, sebagai berikut:

Tabel 4.8 Data Operasi sesudah CI. GT 1.2 Beban 100 MW (Konversi)

Input	Value	Unit
Daya (W)	100	MW
Daya sebenarnya (Correct W)	100,83	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	30,57	kNm ³ /h
HHV	55692.158	kJ/kg
Efisiensi generator	98,7	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	303,75	K
Tekanan masuk kompresor (P1)	101,35	kPa
Temperatur keluar kompresor (T2)	675,15	K
Tekanan keluar kompresor (P2)	841,410	kPa
Temperatur keluar turbin (T4)	772.98	K
Tekanan keluar turbin (P4)	101,325	kPa
Mechanical Losses	1100	KW
LHV	55303.358	kJ/kg
Specific Heat Combustion Product	2,17965	kJ/kg.K

a. State 1

Pada state ini udara dari lingkungan (udara ruangan/atmosfir) masuk ke kompresor. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_1 = 303,75 \text{ K}$$

$$P_1 = 101,35 \text{ kPa}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamikadari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 5th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air.*).

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan interpolasi:

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_1 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\ &= \frac{(300,19 \frac{kJ}{kg} - 305,22 \frac{kJ}{kg})}{(300 \text{ K} - 305 \text{ K})} \times (303,75 \text{ K} - 305 \text{ K}) + 305,22 \frac{kJ}{kg} \\ &= 303,926 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

b. State 2

Pada titik ini udara yang masuk ke kompresor akan dikompresikan keluar menuju ke ruang bakar, dimana fluida udara yang telah terkompresi tersebut mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_2 = 675,15 \text{ K}$$

$$P_2 = 841,410 \text{ kPa}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamikadari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 5th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air.*

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan interpolasi:

$$\begin{aligned}
 h_2 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_2 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\
 &= \frac{(681,14 \frac{kJ}{kg} - 691,82 \frac{kJ}{kg})}{(670 K - 680 K)} \times (675,15 K - 680 K) + 691,82 \frac{kJ}{kg} \\
 &= 686,640 \frac{kJ}{kg}
 \end{aligned}$$

Karena pada state 2 ini berlangsung proses kompresi isentropik maka :

$$\begin{aligned}
 \frac{T_{2s}}{T_1} &= \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
 T_{2s} &= T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
 &= 303,75 K \left(\frac{841,410 kPa}{101,35 kPa} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\
 &= 303,75 K \times 1,827 \\
 &= 554,951 K
 \end{aligned}$$

c. State 3

Pada tahap ini terjadi proses pembakaran di dalam ruang bakar (*combustion chamber*) dimana fluida bahan bakar natural gas diinjeksikan sehingga bercampur dengan udara berkompresi dan terjadi proses pembakaran. *Fuel gas* yang sudah terbentuk dari pembakaran akan keluar dari ruang bakar menuju turbin untuk mengekspansi sudu sudu turbin.

Dari data *heat balance* pada kondisi pembebanan 100 MW didapatkan data tekanan keluar kompresor sebesar 13,1 ata dan tekanan keluar turbin sebesar 13,7 ata. Sehingga *pressure drop* dapat dicari dengan cara berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{Pressure drop} &= \left(1 - \frac{P_3}{P_2} \right) \times 100\% \\
 &= \left(1 - \frac{13,1 \text{ ata}}{13,7 \text{ ata}} \right) \times 100\% \\
 &= (1 - 0,963) \times 100\% \\
 &= 4,379 \%
 \end{aligned}$$

Setelah besar *pressure drop* diketahui, maka besar P_3 dapat dihitung dengan cara sebagai berikut.

$$\begin{aligned} \text{Pressure drop} &= \frac{(P_2 - P_3)}{P_2} \\ 0,04379 &= \frac{(841,410 \text{ kPa} - P_3)}{841,410 \text{ kPa}} \\ 0,04379 \times 841,410 \text{ kPa} &= 841,410 \text{ kPa} - P_3 \\ 36,931 \text{ kPa} &= 841,410 \text{ kPa} - P_3 \\ P_3 &= 804,565 \text{ kPa} \end{aligned}$$

Setelah didapatkan nilai P_3 , serta dengan menggunakan nilai rasio spesifik, $k = 1,3$ yang diambil pada sumber *Engineering Toolbox 2013*, maka temperatur masuk turbin dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \frac{T_3}{T_4} &= \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_3 &= T_4 \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 772,98 \text{ K} \left(\frac{804,565 \text{ kPa}}{101,325 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \\ &= 772,98 \text{ K} \times 1,610 \\ &= 1244,497 \text{ K} \end{aligned}$$

Dengan $Cp_{\text{combustion product}} = 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ dan $h = Cp \times T_3$ maka:

$$\begin{aligned} h_3 &= Cp_{\text{combustion product}} \times T_3 \\ &= 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \times 1244,497 \text{ K} \\ &= 2712,567 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

d. State 4

Pada state ini terjadi ekspansi gas buang hasil pembakaran dari dalam turbin. Pada proses ini terjadi gesekan antara gas hasil pembakaran dengan sudu-sudu turbin, sehingga temperatur gas buang yang keluar dari turbin menjadi lebih tinggi dari gas ideal (isentropis).

Dengan $Cp_{combustion\ product} = 2,17965 \frac{kJ}{kgK}$ dan $h = Cp \times T_3$ maka:

$$T_4 = 772.98 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} h_4 &= Cp_{combustion\ product} \times T_4 \\ &= 2,17965 \frac{kJ}{kgK} \times 772.98 \text{ K} \\ &= 1684.825 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

Karena pada state 4 ini berlangsung proses kompresi isentropis maka :

$$\begin{aligned} T_{4s} &= T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 1244.497 \text{ K} \left(\frac{101,35 \text{ kPa}}{841,410 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\ &= 1244.497 \text{ K} \times 0,5464 \\ &= 679.993 \text{ K} \end{aligned}$$

4.2.6 Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.2 Beban 100 MW

a. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Kompresor

Untuk perhitungan $\dot{W}_{kompresor}$ pada beban 100 MW, kita menggunakan data-data properties pada beban 100 MW. Perhitungan tersebut menggunakan persamaan:

$$\dot{W}_{kompresor} = \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1)$$

Diperlukan hasil perhitungan dari \dot{m}_{udara} maka dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\dot{m}_{udara} = A/F \times \dot{m}_{bb}$$

Untuk mendapatkan harga dari \dot{m}_{bb} maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{bb} = \text{fuel gas flow} \times \rho_{\text{bahan bakar}}$$

Berdasarkan data komposisi bahan bakar, didapatkan harga *specific gravity* bahan bakar yaitu sebesar 0,60248 pada kondisi 14,7 Psia. Massa jenis bahan bakar dapat dihitung dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\rho_{\text{udara}} &= 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ dalam } 14,7 \text{ Psia} \\ \rho_{bb} &= SG \times \rho_{\text{udara}} \\ &= 0,60248 \times 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ &= 0,722976 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan ρ_{bb} maka haraga \dot{m}_{bb} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \times \rho_{bb} \\ &= 30,57 \frac{\text{kNm}^3}{\text{h}} \times 0,722976 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{h}}{3600\text{s}} \times \frac{1000}{\text{k}} \\ &= 6.1392 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Sementara untuk perhitungan \dot{m}_{udara} dibutuhkan harga *Air Fuel Ratio* terlebih dahulu, untuk perhitungan AFR dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}W_{GTnett} &= (W_T - W_C) - \text{Mechanical Losses} = \frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} \\ \frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} &= (\dot{m}_{\text{fuel gas}} + \dot{m}_{\text{udara}})(h_3 - h_4) - \dot{m}_{\text{udara}}(h_2 - h_1) \\ &\quad - \text{Mech Losses} \\ \frac{100,83 \text{ MW}}{0,987} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F}\right)\right] \dot{m}_{bb}(h_3 - h_4) - \left(\frac{A}{F}\right) \dot{m}_{bb}(h_2 - h_1) - ML\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{100,83 \text{ MW}}{0,987} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 6.1392 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(2712.567 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 1684.825 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\
&\quad - \left(\frac{A}{F} \right) 6.1392 \left(686,640 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 303,926 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\
&\quad - 1100 \text{ kW} \\
102158.05 \text{ kW} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 6309.5136 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} - \left(\frac{A}{F} \right) 2349.557 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \\
&\quad - 1100 \text{ kW} \\
102158.05 \text{ kW} &= 5209.5136 + 3959.9566 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \times \left(\frac{A}{F} \right) \\
\left(\frac{A}{F} \right) &= \frac{102158.05 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} - 5209.5136 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{3959.9566 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} \\
\left(\frac{A}{F} \right) &= 24,482
\end{aligned}$$

Harga dari *mechanical losses* didapatkan dari data *heat balance* turbin gas blok 1.3 dengan nilai 1100 kW

Dari hasil perhitungan (A/F) maka harga \dot{m}_{udara} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{udara} &= A/F \times \dot{m}_{bb} \\
&= 24,482 \times 6.1392 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
&= 150.301 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
\end{aligned}$$

Setelah itu maka harga $\dot{W}_{kompresor}$ dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{kompresor} &= \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1) \\
&= 150.301 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(686,640 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 303,926 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\
&= 57522.296 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}
\end{aligned}$$

b. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Turbin

Untuk perhitungan daya turbin pada Gas Turbin 1.2 dengan beban 100 MW dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{W}_{turbin} &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bb}) \times (h_3 - h_4) \\ &= \left(150.301 \frac{kg}{s} + 6.1392 \frac{kg}{s} \right) \\ &\quad \times \left(2712.567 \frac{kJ}{kg} - 1684.825 \frac{kJ}{kg} \right) \\ &= 160780.164 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

c. Daya Netto yang Dihasilkan Turbin

Daya netto adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan kerja kompresor, daya netto selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus.

$$\begin{aligned}\dot{W}_{netto} &= \dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{kompresor} \\ &= 160780.164 \frac{kJ}{s} - 57522.296 \frac{kJ}{s} \\ &= 103257.868 \frac{kJ}{s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Actual\ Mechanical\ Losses &= \dot{W}_{netto} - \dot{W}_{GTnet} \\ &= 103257.868 \frac{kJ}{s} - 102158.05 \frac{kJ}{s} \\ &= 1099.818\ KW\end{aligned}$$

d. Specific Fuel Consumption (SFC)

Untuk menghitung besarnya konsumsi bahan bakar yang digunakan pada Gas Turbin blok 1.2 dengan beban 100 MW, maka dapat digunakan cara berikut:

$$SCF = \frac{\dot{m}_{bb}}{\dot{W}_{netto}}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{6.1392 \frac{kg}{s} \times 3600 \frac{s}{h}}{103257.868 \frac{kJ}{s}} \\
 &= 0.214 \frac{kg}{kWh}
 \end{aligned}$$

e. Back Work Ratio (BWR)

Back work ratio adalah nilai persentase kerja spesifik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor. *Back work ratio* dapat diperoleh dengan cara berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{Back work ratio} &= \frac{\dot{W}_{\text{kompresor}}}{\dot{W}_{\text{turbin}}} \\
 &= \frac{57522.296 \frac{kJ}{s}}{160780.164 \frac{kJ}{s}} \\
 &= 0.3577
 \end{aligned}$$

f. Effisiensi Turbin

$$\begin{aligned}
 \eta_{\text{turbin}} &= \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \times 100\% \\
 &= \frac{1244.497 \text{ K} - 772.98 \text{ K}}{1244.497 \text{ K} - 679.993 \text{ K}} \times 100\% \\
 &= 86,278 \%
 \end{aligned}$$

g. Effisiensi Kompresor

$$\begin{aligned}
 \eta_{\text{kompresor}} &= \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \times 100\% \\
 &= \frac{554,951 \text{ K} - 303,75 \text{ K}}{675,15 \text{ K} - 303,75 \text{ K}} \times 100\% \\
 &= 67,636 \%
 \end{aligned}$$

h. Effisiensi Siklus

Untuk perhitungan efisiensi siklus, kita terlebih dahulu harus mencari besar panas yang masuk ke dalam turbin (Q_{in}). Dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{in} &= LHV \times \dot{m}_{bb} \\ &= 55303.358 \frac{kJ}{kg} \times 6.1392 \frac{kg}{s} \\ &= 339518.375 \frac{kJ}{s} \end{aligned}$$

Selanjutnya mencari harga efisiensi siklus dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \eta_{siklus} &= \frac{\dot{W}_{netto}}{Q_{in}} \times 100 \% \\ &= \frac{103257.868 \frac{kJ}{s}}{339518.375 \frac{kJ}{s}} \times 100 \% \\ &= 30,413 \% \end{aligned}$$

4.2.7 Perhitungan Properties Pada Tiap Titik Unit 1.3 Beban 100 MW

Tabel 4.9 Data Operasi sesudah CI. GT 1.3 Beban 100 MW

Input	Value	Unit
Daya (W)	100	MW
Daya sebenarnya (Correct W)	99,97	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	30,30	kNm ³ /h
HHV	1050,89	BTU/SCF
Efisiensi generator	98	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	32,03	C
Tekanan masuk kompresor (P1)	14,7	psi
Temperatur keluar kompresor (T2)	409	C
Tekanan keluar kompresor (P2)	12,25	Kg/cm ²

Temperatur keluar turbin (T4)	510,07	C
Tekanan keluar turbin (P4)	760	mmHg
Mechanical Losses	1100	KW
LHV	1043.34	BTU/SCF
Specific Heat Combustion Product	2,17965	kJ/kg.K

Untuk mempermudah dalam perhitungan, maka dilakukan konversi terlebih dahulu ke dalam suatu baku *metric units*, sebagai berikut:

Tabel 4.10 Data Operasi sesudah CI. GT 1.3 Beban 100 MW (Konversi)

Input	Value	Unit
Daya (W)	100	MW
Daya sebenarnya (Correct W)	99,97	MW
Laju aliran bahan bakar (Q)	30,30	kNm ³ /h
HHV	54187.53	kJ/kg
Efisiensi generator	98	%
Temperatur masuk kompresor (T1)	305,18	K
Tekanan masuk kompresor (P1)	101,35	kPa
Temperatur keluar kompresor (T2)	682,15	K
Tekanan keluar kompresor (P2)	909,212	kPa
Temperatur keluar turbin (T4)	783,22	K
Tekanan keluar turbin (P4)	101,325	kPa
Mechanical Losses	1100	KW
LHV	53798.73	kJ/kg
Specific Heat Combustion Product	2,17965	kJ/kg.K

a. State 1

Pada state ini udara dari lingkungan (udara ruangan/atmosfir) masuk ke kompresor. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_1 = 305,18K$$

$$P_1 = 101,35 \text{ kPa}$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamikadari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 5th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*.

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan proses interpolasi:

$$\begin{aligned} h_1 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_1 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\ &= \frac{\left(305,227 \frac{kJ}{kg} - 310,24 \frac{kJ}{kg}\right)}{(305 K - 310 K)} \times (305,18K - 310K) + 310,24 \frac{kJ}{kg} \\ &= 305,4 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

b. State 2

Pada titik ini udara yang masuk ke kompresor akan dikompresikan keluar menuju ke ruang bakar, dimana fluida udara yang telah terkompresi tersebut mempunyai tekanan dan temperatur yang tinggi. Dari tabel operasi, didapatkan data yaitu:

$$T_2 = 682,15K$$

$$P_2 = 909,212kPa$$

Untuk mencari entalpi fluida kita menggunakan tabel termodinamikadari “Fundamental of Engineering Thermodynamics” 5th edition karangan Michael J. Moran dan Howard N. Saphiro pada bagian tabel A-22 *Ideal Gas Properties of Air*.

Besar enthalpy didapatkan dengan menggunakan interpolasi:

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{(h_{atas} - h_{bawah})}{(T_{atas} - T_{bawah})} \times (T_2 - T_{bawah}) + h_{bawah} \\ &= \frac{\left(691,82 \frac{kJ}{kg} - 702,52 \frac{kJ}{kg}\right)}{(680 K - 690 K)} \times (682,15K - 690K) + 702,52 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

$$= 694,12 \frac{kJ}{kg}$$

Karena pada state 2 ini berlangsung proses kompresi isentropik maka :

$$\begin{aligned} \frac{T_{2s}}{T_1} &= \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ T_{2s} &= T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 305,18 K \left(\frac{909,212 kPa}{101,35 kPa} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\ &= 305,18 K \times 1,868 \\ &= 570.076 K \end{aligned}$$

c. State 3

Pada tahap ini terjadi proses pembakaran di dalam ruang bakar (*combustion chamber*) dimana fluida bahan bakar natural gas diinjeksikan sehingga bercampur dengan udara berkompresi dan terjadi proses pembakaran. *Fuel gas* yang sudah terbentuk dari pembakaran akan keluar dari ruang bakar menuju turbin untuk mengekspansi sudu sudu turbin.

Dari data *heat balance* pada kondisi pembebanan 100 MW didapatkan data tekanan keluar kompresor sebesar 13,1 ata dan tekanan keluar turbin sebesar 13,6 ata. Sehingga *pressure drop* dapat dicari dengan cara berikut:

$$\begin{aligned} \text{Pressure drop} &= \left(1 - \frac{P_3}{P_2} \right) \times 100\% \\ &= \left(1 - \frac{13,1 \text{ ata}}{13,6 \text{ ata}} \right) \times 100\% \\ &= (1 - 0,963) \times 100\% \\ &= 4,379 \% \end{aligned}$$

Setelah besar *pressure drop* diketahui, maka besar P_3 dapat dihitung dengan cara sebagai berikut.

$$\begin{aligned}
 \text{Pressure drop} &= \frac{(P_2 - P_3)}{P_2} \\
 0,04379 &= \frac{(909,212 \text{ kPa} - P_3)}{909,212 \text{ kPa}} \\
 0,04379 \times 909,212 \text{ kPa} &= 909,212 \text{ kPa} - P_3 \\
 36,931 \text{ kPa} &= 909,212 \text{ kPa} - P_3 \\
 P_3 &= 872,281 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

Setelah didapatkan nilai P_3 , serta dengan menggunakan nilai rasio spesifik, $k = 1,3$ yang diambil pada sumber *Engineering Toolbox 2013*, untuk lebih detailnya dapat dilihat pada lampiran, maka temperatur masuk turbin dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \frac{T_3}{T_4} &= \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
 T_3 &= T_4 \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\
 &= 783,22 \text{ K} \left(\frac{872,281 \text{ kPa}}{101,325 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} \\
 &= 783,22 \text{ K} \times 1,640 \\
 &= 1284.480 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Dengan $Cp_{\text{combustion product}} = 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ dan $h = Cp \times T_3$ maka:

$$\begin{aligned}
 h_3 &= Cp_{\text{combustion product}} \times T_3 \\
 &= 2,17965 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \times 1284.480 \text{ K} \\
 &= 2799.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

d. State 4

Pada state ini terjadi ekspansi gas buang hasil pembakaran dari dalam turbin. Pada proses ini terjadi gesekan antara gas hasil pembakaran

dengan sudu-sudu turbin, sehingga temperatur gas buang yang keluar dari turbin menjadi lebih tinggi dari gas ideal (isentropis).

Dengan $Cp_{combustion\ product} = 2,17965 \frac{kJ}{kgK}$ dan $h = Cp \times T_3$

maka:

$$T_4 = 783,22 \text{ K}$$

$$\begin{aligned} h_4 &= Cp_{combustion\ product} \times T_4 \\ &= 2,17965 \frac{kJ}{kg\ K} \times 783,22 \text{ K} \\ &= 1707.027 \frac{kJ}{kg} \end{aligned}$$

Karena pada state 4 ini berlangsung proses kompresi isentropis maka :

$$\begin{aligned} T_{4s} &= T_3 \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} \\ &= 1284.480 \text{ K} \left(\frac{101,35 \text{ kPa}}{909,212 \text{ kPa}} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} \\ &= 1284.480 \text{ K} \times 0,534 \\ &= 685.912 \text{ K} \end{aligned}$$

4.2.8 Perhitungan Performa Turbin Gas Unit 1.3 Beban 100 MW

a. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Kompresor

Untuk perhitungan $\dot{W}_{kompresor}$ pada beban 100 MW, kita menggunakan data-data properties pada beban 100 MW. Perhitungan tersebut menggunakan persamaan:

$$\dot{W}_{kompresor} = \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1)$$

Diperlukan hasil perhitungan dari \dot{m}_{udara} maka dapat dicari dengan menggunakan persamaan:

$$\dot{m}_{udara} = A/F \times \dot{m}_{bb}$$

Untuk mendapatkan harga dari \dot{m}_{bb} maka dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\dot{m}_{bb} = \text{fuel gas flow} \times \rho_{\text{bahan bakar}}$$

Berdasarkan data komposisi bahan bakar, didapatkan harga *specific gravity* bahan bakar yaitu sebesar 0,60248 pada kondisi 14,7 Psia. Massa jenis bahan bakar dapat dihitung dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\rho_{\text{udara}} &= 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \text{ dalam } 14,7 \text{ Psia} \\ \rho_{bb} &= SG \times \rho_{\text{udara}} \\ &= 0,60248 \times 1,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ &= 0,722976 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan ρ_{bb} maka haraga \dot{m}_{bb} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{bb} &= Q_{bb} \times \rho_{bb} \\ &= 30,30 \frac{\text{kNm}^3}{\text{h}} \times 0,722976 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times \frac{\text{h}}{3600\text{s}} \times \frac{1000}{\text{k}} \\ &= 6.085 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Sementara untuk perhitungan \dot{m}_{udara} dibutuhkan harga *Air Fuel Ratio* terlebih dahulu, untuk perhitungan AFR dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}W_{GTnett} &= (W_T - W_C) - \text{Mechanical Losses} = \frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} \\ \frac{W_{gen}}{\eta_{gen}} &= (\dot{m}_{\text{fuel gas}} + \dot{m}_{\text{udara}})(h_3 - h_4) - \dot{m}_{\text{udara}}(h_2 - h_1) \\ &\quad - \text{Mech Losses}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{99,97 \text{ MW}}{0,98} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] \dot{m}_{bb} (h_3 - h_4) - \left(\frac{A}{F} \right) \dot{m}_{bb} (h_2 - h_1) - ML \\
\frac{99,97 \text{ MW}}{0,98} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 6.085 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(2799.718 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 1707.027 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) \\
&\quad - \left(\frac{A}{F} \right) 6.085 \left(694,12 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 305,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) - 1100 \text{ kW} \\
102010.20 \text{ kW} &= \left[1 + \left(\frac{A}{F} \right) \right] 6649.024 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} - \left(\frac{A}{F} \right) 2365.665 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \\
&\quad - 1100 \text{ kW} \\
102010.20 \text{ kW} &= 5549.024 + 4283.359 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} \times \left(\frac{A}{F} \right) \\
\left(\frac{A}{F} \right) &= \frac{102010.20 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} - 5549.024 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{4283.359 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} \\
\left(\frac{A}{F} \right) &= 22,519
\end{aligned}$$

Harga dari *mechanical losses* didapatkan dari data *heat balance* turbin gas blok 1.3 dengan nilai 1100 kW (data dapat dilihat pada lampiran).

Dari hasil perhitungan (A/F) maka haraga \dot{m}_{udara} dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\dot{m}_{udara} &= A/F \times \dot{m}_{bb} \\
&= 22,519 \times 6.085 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\
&= 137,034 \frac{\text{kg}}{\text{s}}
\end{aligned}$$

Setelah itu maka harga $\dot{W}_{kompresor}$ dapat dicari dengan cara sebagai berikut:

$$\dot{W}_{kompresor} = \dot{m}_{udara} \times (h_2 - h_1)$$

$$\begin{aligned}
&= 137,034 \frac{kg}{s} \left(694,12 \frac{kJ}{kg} - 305,4 \frac{kJ}{kg} \right) \\
&= 53267.856 \frac{kJ}{s}
\end{aligned}$$

b. Perhitungan Kerja yang Dibutuhkan Turbin

Untuk perhitungan daya turbin pada Gas Turbin 1.3 dengan beban 100 MW dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{turbin} &= (\dot{m}_{udara} + \dot{m}_{bb}) \times (h_3 - h_4) \\
&= \left(137,034 \frac{kg}{s} + 6.085 \frac{kg}{s} \right) \\
&\quad \times \left(2799.718 \frac{kJ}{kg} - 1707.027 \frac{kJ}{kg} \right) \\
&= 156384.843 \frac{kJ}{s}
\end{aligned}$$

c. Daya Netto yang Dihasilkan Turbin

Daya netto adalah selisih antara daya yang dihasilkan turbin dengan kerja kompresor, daya netto selanjutnya digunakan untuk menentukan nilai efisiensi siklus.

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{netto} &= \dot{W}_{turbin} - \dot{W}_{kompresor} \\
&= 156384.843 \frac{kJ}{s} - 53267.856 \frac{kJ}{s} \\
&= 103116.987 \frac{kJ}{s}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
Actual \ Mechanical \ Losses &= \dot{W}_{netto} - \dot{W}_{GTnet} \\
&= 103116.987 \frac{kJ}{s} - 102010.20 \frac{kJ}{s} \\
&= 1106.787 \text{ KW}
\end{aligned}$$

d. Specific Fuel Consumption (SFC)

Untuk menghitung besarnya konsumsi bahan bakar yang digunakan pada Gas Turbin blok 1.3 dengan beban 100 MW, maka dapat digunakan cara berikut:

$$\begin{aligned}
 SCF &= \frac{\dot{m}_{bb}}{\dot{W}_{netto}} \\
 &= \frac{6.085 \frac{kg}{s} \times 3600 \frac{s}{h}}{103116.987 \frac{kJ}{s}} \\
 &= 0.212 \frac{kg}{kWh}
 \end{aligned}$$

e. Back Work Ratio (BWR)

Back work ratio adalah nilai persentase kerja spesifik yang digunakan untuk menggerakkan kompresor. *Back work ratio* dapat diperoleh dengan cara berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{Back work ratio} &= \frac{\dot{W}_{kompresor}}{\dot{W}_{turbin}} \\
 &= \frac{53267.856 \frac{kJ}{s}}{156384.843 \frac{kJ}{s}} \\
 &= 0.347
 \end{aligned}$$

f. Effisiensi Turbin

$$\begin{aligned}
 \eta_{turbin} &= \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \times 100\% \\
 &= \frac{1284.480 \text{ K} - 783,22 \text{ K}}{1284.480 \text{ K} - 685.912 \text{ K}} \times 100\% \\
 &= 80,128 \%
 \end{aligned}$$

g. Effisiensi Kompresor

$$\begin{aligned}
 \eta_{kompresor} &= \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \times 100\% \\
 &= \frac{570.076 \text{ K} - 305,18 \text{ K}}{682,15 \text{ K} - 305,18 \text{ K}} \times 100\% \\
 &= 70,269 \%
 \end{aligned}$$

h. Efisiensi Siklus

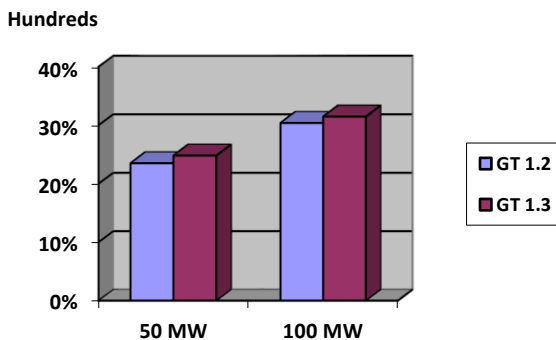
Untuk perhitungan efisiensi siklus, kita terlebih dahulu harus mencari besar panas yang masuk ke dalam turbin (Q_{in}). Dapat diperoleh dengan cara sebagai berikut:

$$\begin{aligned} Q_{in} &= LHV \times \dot{m}_{bb} \\ &= 53798.73 \frac{kJ}{kg} \times 6.085 \frac{kg}{s} \\ &= 327365.272 \frac{kJ}{s} \end{aligned}$$

Selanjutnya mencari harga efisiensi siklus dengan cara sebagai berikut:

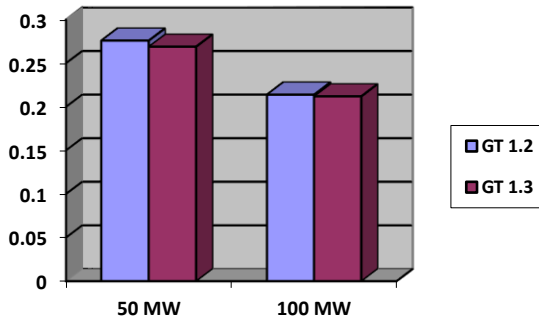
$$\begin{aligned} \eta_{siklus} &= \frac{\dot{W}_{netto}}{Q_{in}} \times 100 \% \\ &= \frac{103116.987 \frac{kJ}{s}}{327365.272 \frac{kJ}{s}} \times 100 \% \\ &= 31,499 \% \end{aligned}$$

4.2.9. Grafik Perbandingan Performa Turbin Gas



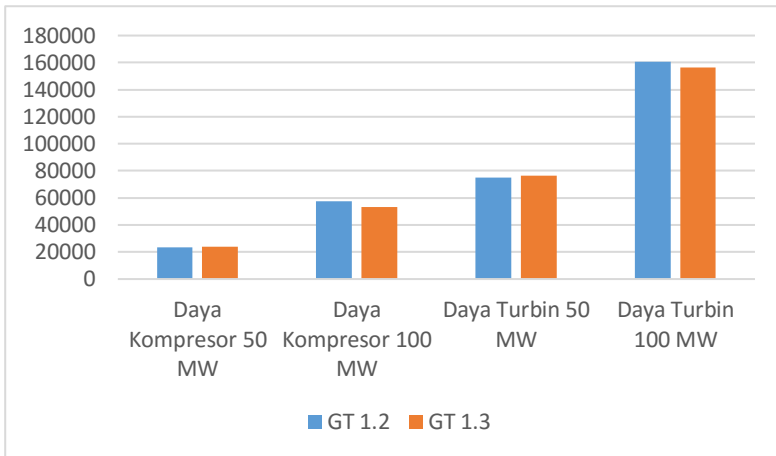
Gambar 4.3. Grafik Perbandingan Effisiensi Siklus

- Efisiensi siklus pada unit GT 1.2 sebesar 23,52% pada beban 50 MW dan 30,41% pada beban 100 MW
- Efisiensi siklus unit GT 1.3 dengan beban 50 MW adalah 24,837%, dan pada beban 100 MW 31,499%.



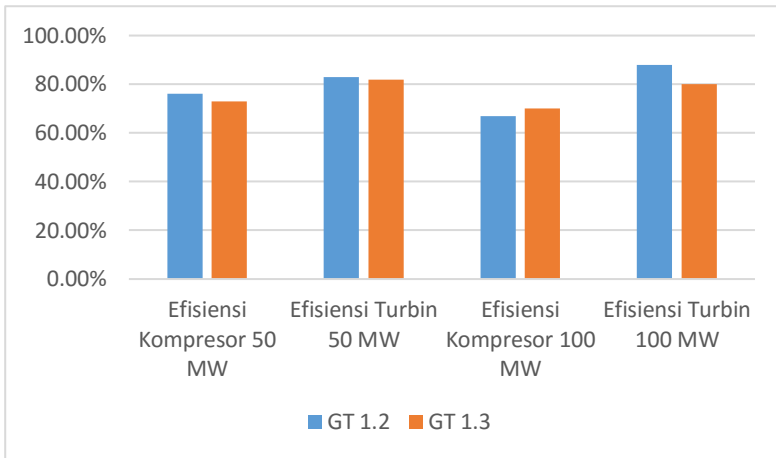
Gambar 4.4. Grafik Perbandingan SCF

- SFC pada unit GT 1.2 pada beban 50 MW dan 100 MW sebesar 0,276 kg/Kwh dan 0,214 kg/kWh
- Pada unit 1.3 beban 50 MW dan 100 MW sebesar 0,269 kg/kWh dan 0,212 kg/ kWh.



Gambar 4.5. Grafik Perbandingan Daya Kompresor dan Daya Turbin

- Daya kompresor unit 1.2 beban 50 MW sebesar 23454 kJ/s dan 57522 kJ/s pada beban 100 MW.
- Pada unit 1.3 beban 50 MW menghasilkan daya sebesar 24100 kJ/s. Pada beban 100 MW unit 1.3 menghasilkan 53267 kJ/s.
- Daya turbin unit 1.2 beban 50 MW sebesar 74847 kJ/s dan pada 100 MW sebesar 160780 kJ/s.
- Unit 1.3 menghasilkan daya turbin sebesar 76615 kJ/s. Pada beban 100 MW unit 1.3 menghasilkan 156384 kJ/s.



Gambar 4.6. Grafik Efisiensi Kompresor dan Turbin

- Efisiensi kompresor unit 1.2 beban 50 MW sebesar 76,92% dan pada beban 100 MW menjadi 67.63 %.
- Pada unit 1.3 efisiensi turbin senilai 73%. Pada beban 100 MW unit 1.3 mempunyai efisiensi 70.26 %
- Efisiensi turbin unit 1.2 beban 50 MW sebesar 83,62% dan 88.27 % pada beban 100 MW.
- Unit 1.3 mempunyai efisiensi senilai 83.52% pada beban 50 MW. Pada beban 100 MW unit 1.3 mempunyai efisiensi 80.12 %

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan data hasil perhitungan dan analisis performa turbin gas unit 1.2 dan 1.3 dengan variasi beban 50 MW dan 100 MW pada bab IV dapat diambil kesimpulan yang berhubungan dengan pengaruh variasi beban terhadap performa dari turbin gas unit 1.2 dan 1.3 pada PT. PJB Unit Pembangkitan Gresik.

Kesimpulan yang di dapat dari perhitungan bab IV adalah sebagai berikut :

1. Efisiensi siklus pada unit GT 1.2 dan GT 1.3 dengan beban 50 MW adalah sebesar 23,525% dan 24,837%. Efisiensi siklus pada unit GT 1.2 dan GT 1.3 dengan beban 100 MW adalah sebesar 30,413% dan 31,499%. Efisiensi siklus tertinggi terjadi pada unit 1.3 dengan beban 100 MW dan efisiensi siklus terendah terjadi pada unit 1.2 dengan beban kerja 50 MW.
2. SFC pada unit GT 1.2 dan 1.3 dengan beban 50 MW adalah sebesar 0,276 kg/kWh dan 0,269 kg/kWh. SFC pada unit 1.2 dan 1.3 dengan beban 100 MW turun menjadi 0,214 kg/kWh dan 0,212 kg/kWh.
3. Daya kompresor unit 1.2 beban 50 MW sebesar 23454 kJ/s pada unit 1.3 sebesar 24100 kJ/s. Pada beban 100 MW unit 1.2 menghasilkan daya 57522 kJ/s sedangkan unit 1.3 53267 kJ/s.
4. Daya turbin unit 1.2 beban 50 MW sebesar 74847 kJ/s pada unit 1.3 sebesar 76615 kJ/s. Pada beban 100 MW unit 1.2 menghasilkan daya 160780 kJ/s sedangkan unit 1.3 156384 kJ/s.
5. Efisiensi turbin unit 1.2 beban 50 MW sebesar 83,62% pada unit 1.3 senilai 83,52%. Pada beban 100 MW unit 1.2 mempunyai efisiensi 88,27% sedangkan unit 1.3 80,12 %

6. Efisiensi kompresor unit 1.2 beban 50 MW sebesar 76,92% pada unit 1.3 senilai 73%. Pada beban 100 MW unit 1.2 mempunyai efisiensi 67.63% sedangkan unit 1.3 70.26 %
7. Beban operasi paling baik terdapat pada beban kerja maksimum. Dengan adanya penurunan SFC dan peningkatan efisiensi dari turbin gas, maka akan berdampak pada biaya produksi yang paling hemat dibandingkan dengan beban kerja yang lainnya.

5.2 Saran

Berdasarkan data perhitungan, analisis, dan kesimpulan terdapat beberapa saran yang ditujukan kepada PT. PJB Unit Pembangkitan Gresik dan untuk penelitian selanjutnya.

- PT. PJB Unit Pembangkitan Gresik
 1. Perlu dipasangkan alat-alat pengukur yang terdapat di setiap peralatan yang ada di dalam turbin gas dan bisa langsung diakses dari central control room (CCR) untuk mengetahui kinerja setiap peralatan yang ada agar lebih spesifik lagi data yang ada.
 2. Perlu dilakukan perhitungan performa secara rutin dan spesifik oleh pihak PT. PJB Unit Pembangkitan Gresik agar performanya terjaga dengan baik.
 3. Perlu dikaji ulang tentang beban pengoperasian turbin gas yang lebih efisien dan sesuai dengan permintaan jumlah produksi. Sebab mesin akan lebih efisien jika beroperasi pada beban yang paling besar
- Untuk penelitian selanjutnya
Perlu dihitung kembali performa turbin gas akan tetapi dengan mempertimbangkan atau menganalisa dari perpindahan panas yang terdapat di dalam pada sistem . Dan tentunya dengan didukung oleh data operasi yang cukup lengkap. Selain itu perlu

dianalisa lebih dalam mengenai pengaruh combustion inspection terhadap efisiensi turbin gas.

DAFTAR PUSTAKA

1. ASHRAE, 1993. "*Handbook of Fundamentals Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers*", Inc. Atlanta, GA: American
2. Borgnakke, Claus dan Richard E Sonntag. 2009. "*Fundamental of Thermodynamics*". Seventh Edition. John Wiley & Sons Inc. United States of America
3. Gordon J. Van Wylen and Richard E. Sonntag. 1986. "Fundamentals of Classical Thermodynamics", English/SI Version, 3rd edition. John Wiley & Sons, New York
4. Moran, Michael J dan Howard N Saphiro. 2006. "*Fundamental of Engineering Thermodynamics*". Fifth Edition. John Wiley & Sons Inc. United Kingdom.
5. Ganesan, V. 1999. "*Gas Turbines*". Tata McGraw Hill Publishing Company. Delhi

Lampiran 1 : Tabel Konversi Satuan

(sumber : Borgnakke, Claus dan Richard E Sonntag.2009. "Fundamentals of Thermodynamics". Seventh Edition)

TABLE A.1

Conversion Factors

Area (<i>A</i>)	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity (<i>k</i>)	
1 W/m·K = 1 J/s·m·K	
= 0.577 789 Btu/h·ft·°R	1 Btu/h·ft·R = 1.730 735 W/m·K
Density (<i>ρ</i>)	
1 kg/m ³ = 0.062 42797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy (<i>E</i>, <i>U</i>)	
1 J = 1 N·m = 1 kg·m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.18681 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	= 778.1693 lbf·ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force (<i>F</i>)	
1 N = 0.224 809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
<i>g</i> = 9.80665 m/s ²	<i>g</i> = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity (<i>C_p</i>, <i>C_v</i>, <i>C</i>), specific entropy (<i>s</i>)	
1 kJ/kg·K = 0.238 846 Btu/lbm·°R	1 Btu/lbm·°R = 1.1868 kJ/kg·K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h·ft ²	1 Btu/h·ft ² = 3.15459 W/m ²

Lampiran 1 (Lanjutan)

TABLE A.1 (continued)

Conversion Factors

Heat-transfer coefficient (<i>h</i>)	
1 W/m ² ·K = 0.176 11 Btu/h·ft ² ·°R	1 Btu/h·ft ² ·°R = 5.67826 W/m ² ·K
Length (<i>L</i>)	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3937 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m
Mass (<i>m</i>)	
1 kg = 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.47989 × 10 ⁻⁵ kg	1 ton = 2000 lbm
Moment (torque, <i>T</i>)	
1 N·m = 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft = 1.355 818 N·m
Momentum (<i>mV</i>)	
1 kg·m/s = 7.232 94 lbm·ft/s = 0.224 809 lbf·s	1 lbm·ft/s = 0.138 256 kg·m/s
Power (<i>Q̇</i>, <i>Ẇ</i>)	
1 W = 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s = 1.355 818 W
= 0.737 562 lbf·ft/s	= 4.626 24 Btu/h
1 kW = 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW
	= 550 lbf·ft/s
	= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h
Pressure (<i>P</i>)	
1 Pa = 1 N/m ² = 1 kg/m·s ²	1 lbf/in. ² = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0 × 10 ⁵ Pa = 100 kPa	
1 atm = 101.325 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. ²
= 1.01325 bar	= 29.921 in. Hg [32°F]
= 760 mm Hg [0°C]	= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C] = 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C] = 0.036126 lbf/in. ²
Specific energy (<i>e</i>, <i>u</i>)	
1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm = 2.98907 × 10 ⁻³ kJ/kg
	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu/lbm

Lampiran 1 (Lanjutan)

TABLE A.1 (continued)

Conversion Factors

Specific kinetic energy ($\frac{1}{2} V^2$)	
1 $\text{m}^2/\text{s}^2 = 0.001 \text{ kJ/kg}$	1 $\text{ft}^2/\text{s}^2 = 3.9941 \times 10^{-5} \text{ Btu/lbm}$
1 $\text{kJ/kg} = 1000 \text{ m}^2/\text{s}^2$	1 $\text{Btu/lbm} = 25037 \text{ ft}^2/\text{s}^2$
Specific potential energy (Zg)	
1 $\text{m} \cdot g_{\text{std}} = 9.80665 \times 10^{-3} \text{ kJ/kg}$	1 $\text{ft} \cdot g_{\text{std}} = 1.0 \text{ lbf-ft/lbm}$
$= 4.21607 \times 10^{-3} \text{ Btu/lbm}$	$= 0.001285 \text{ Btu/lbm}$
	$= 0.002989 \text{ kJ/kg}$
Specific volume (v)	
1 $\text{cm}^3/\text{g} = 0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$	
1 $\text{cm}^3/\text{g} = 1 \text{ L/kg}$	
1 $\text{m}^3/\text{kg} = 16.01846 \text{ ft}^3/\text{lbm}$	1 $\text{ft}^3/\text{lbm} = 0.062428 \text{ m}^3/\text{kg}$
Temperature (T)	
1 K = 1°C = 1.8 R = 1.8 F	1 R = (5/9) K
TC = TK = 273.15	TF = TR = 459.67
$= (\text{TF} - 32)/1.8$	$= 1.8 \text{ TC} + 32$
TK = TR/1.8	TR = 1.8 TK
Universal Gas Constant	
$\bar{R} = N_A k = 8.31451 \text{ kJ/kmol-K}$	$\bar{R} = 1.98589 \text{ Btu/lbmol-R}$
$= 1.98589 \text{ kcal/kmol-K}$	$= 1545.36 \text{ lbf-ft/lbmol-R}$
$= 82.0578 \text{ atm-L/kmol-K}$	$= 0.73024 \text{ atm-ft}^3/\text{lbmol-R}$
	$= 10.7317 (\text{lbf/in.}^2)\text{-ft}^3/\text{lbmol-R}$
Velocity (V)	
1 m/s = 3.6 km/h	1 ft/s = 0.681818 mi/h
$= 3.28084 \text{ ft/s}$	$= 0.3048 \text{ m/s}$
$= 2.23694 \text{ mi/h}$	$= 1.09728 \text{ km/h}$
1 km/h = 0.27778 m/s	1 mi/h = 1.46667 ft/s
$= 0.91134 \text{ ft/s}$	$= 0.44704 \text{ m/s}$
$= 0.62137 \text{ mi/h}$	$= 1.609344 \text{ km/h}$
Volume (V)	
1 $\text{m}^3 = 35.3147 \text{ ft}^3$	1 $\text{ft}^3 = 2.831685 \times 10^{-2} \text{ m}^3$
1 L = 1 $\text{dm}^3 = 0.001 \text{ m}^3$	1 in. ³ = $1.6387 \times 10^{-5} \text{ m}^3$
1 Gal (US) = 3.785412 L	1 Gal (UK) = 4.546090 L
$= 3.785412 \times 10^{-3} \text{ m}^3$	1 Gal (US) = 231.00 in. ³

Lampiran 2 : Tabel Properties pada Udara (Ideal)

(sumber : Moran, Michael J dan Howard N Saphiro. 2006. “Fundamental of Engineering Thermodynamics”. Fifth Edition.)

TABLE A-22 Ideal Gas Properties of Air

$T(\text{K}), h \text{ and } u(\text{kJ/kg}), s^\circ (\text{kJ/kg} \cdot \text{K})$											
T	h	u	s°	when $\Delta s = 0^1$		T	h	u	s°	when $\Delta s = 0$	
				p_r	v_r					p_r	v_r
200	199.97	142.56	1.29559	0.3363	1707.	450	451.80	322.62	2.11161	5.775	223.6
210	209.97	149.69	1.34444	0.3987	1512.	460	462.02	329.97	2.13407	6.245	211.4
220	219.97	156.82	1.39105	0.4690	1346.	470	472.24	337.32	2.15604	6.742	200.1
230	230.02	164.00	1.43557	0.5477	1205.	480	482.49	344.70	2.17760	7.268	189.5
240	240.02	171.13	1.47824	0.6355	1084.	490	492.74	352.08	2.19876	7.824	179.7
250	250.05	178.28	1.51917	0.7329	979.	500	503.02	359.49	2.21952	8.411	170.6
260	260.09	185.45	1.55848	0.8405	887.8	510	513.32	366.92	2.23993	9.031	162.1
270	270.11	192.60	1.59634	0.9590	808.0	520	523.63	374.36	2.25997	9.684	154.1
280	280.13	199.75	1.63279	1.0889	738.0	530	533.98	381.84	2.27967	10.37	146.7
285	285.14	203.33	1.65055	1.1584	706.1	540	544.35	389.34	2.29906	11.10	139.7
290	290.16	206.91	1.66802	1.2311	676.1	550	554.74	396.86	2.31809	11.86	133.1
295	295.17	210.49	1.68515	1.3068	647.9	560	565.17	404.42	2.33685	12.66	127.0
300	300.19	214.07	1.70203	1.3860	621.2	570	575.59	411.97	2.35531	13.50	121.2
305	305.22	217.67	1.71865	1.4686	596.0	580	586.04	419.55	2.37348	14.38	115.7
310	310.24	221.25	1.73498	1.5546	572.3	590	596.52	427.15	2.39140	15.31	110.6
315	315.27	224.85	1.75106	1.6442	549.8	600	607.02	434.78	2.40902	16.28	105.8
320	320.29	228.42	1.76690	1.7375	528.6	610	617.53	442.42	2.42644	17.30	101.2
325	325.31	232.02	1.78249	1.8345	508.4	620	628.07	450.09	2.44356	18.36	96.92
330	330.34	235.61	1.79783	1.9352	489.4	630	638.63	457.78	2.46048	19.84	92.84
340	340.42	242.82	1.82790	2.149	454.1	640	649.22	465.50	2.47716	20.64	88.99
350	350.49	250.02	1.85708	2.379	422.2	650	659.84	473.25	2.49364	21.86	85.34
360	360.58	257.24	1.88543	2.626	393.4	660	670.47	481.01	2.50985	23.13	81.89
370	370.67	264.46	1.91313	2.892	367.2	670	681.14	488.81	2.52589	24.46	78.61
380	380.77	271.69	1.94001	3.176	343.4	680	691.82	496.62	2.54175	25.85	75.50
390	390.88	278.93	1.96633	3.481	321.5	690	702.52	504.45	2.55731	27.29	72.56
400	400.98	286.16	1.99194	3.806	301.6	700	713.27	512.33	2.57277	28.80	69.76
410	411.12	293.43	2.01699	4.153	283.3	710	724.04	520.23	2.58810	30.38	67.07
420	421.26	300.69	2.04142	4.522	266.6	720	734.82	528.14	2.60319	32.02	64.53
430	431.43	307.99	2.06533	4.915	251.1	730	745.62	536.07	2.61803	33.72	62.13
440	441.61	315.30	2.08870	5.332	236.8	740	756.44	544.02	2.63280	35.50	59.82

1. p_r and v_r data for use with Eqs. 6.43 and 6.44, respectively.

Lampiran 2 (Lanjutan)

TABLE A-22 (Continued)

$T(K), h$ and $u(kJ/kg), s^o (kJ/kg \cdot K)$											
T	h	u	s^o	when $\Delta s = 0^1$		T	h	u	s^o	when $\Delta s = 0$	
				p_r	v_r					p_r	v_r
750	767.29	551.99	2.64737	37.35	57.63	1300	1395.97	1022.82	3.27345	330.9	11.275
760	778.18	560.01	2.66176	39.27	55.54	1320	1419.76	1040.88	3.29160	352.5	10.747
770	789.11	568.07	2.67595	41.31	53.39	1340	1443.60	1058.94	3.30959	375.3	10.247
780	800.03	576.12	2.69013	43.35	51.64	1360	1467.49	1077.10	3.32724	399.1	9.780
790	810.99	584.21	2.70400	45.55	49.86	1380	1491.44	1095.26	3.34474	424.2	9.337
800	821.95	592.30	2.71787	47.75	48.08	1400	1515.42	1113.52	3.36200	450.5	8.919
820	843.98	608.59	2.74504	52.59	44.84	1420	1539.44	1131.77	3.37901	478.0	8.526
840	866.08	624.95	2.77170	57.60	41.85	1440	1563.51	1150.13	3.39586	506.9	8.153
860	888.27	641.40	2.79783	63.09	39.12	1460	1587.63	1168.49	3.41247	537.1	7.801
880	910.56	657.95	2.82344	68.98	36.61	1480	1611.79	1186.95	3.42892	568.8	7.468
900	932.93	674.58	2.84856	75.29	34.31	1500	1635.97	1205.41	3.44516	601.9	7.152
920	955.38	691.28	2.87324	82.05	32.18	1520	1660.23	1223.87	3.46120	636.5	6.854
940	977.92	708.08	2.89748	89.28	30.22	1540	1684.51	1242.43	3.47712	672.8	6.569
960	1000.55	725.02	2.92128	97.00	28.40	1560	1708.82	1260.99	3.49276	710.5	6.301
980	1023.25	741.98	2.94468	105.2	26.73	1580	1733.17	1279.65	3.50829	750.0	6.046
1000	1046.04	758.94	2.96770	114.0	25.17	1600	1757.57	1298.30	3.52364	791.2	5.804
1020	1068.89	776.10	2.99034	123.4	23.72	1620	1782.00	1316.96	3.53879	834.1	5.574
1040	1091.85	793.36	3.01260	133.3	22.39	1640	1806.46	1335.72	3.55381	878.9	5.355
1060	1114.86	810.62	3.03449	143.9	21.14	1660	1830.96	1354.48	3.56867	925.6	5.147
1080	1137.89	827.88	3.05608	155.2	19.98	1680	1855.50	1373.24	3.58335	974.2	4.949
1100	1161.07	845.33	3.07732	167.1	18.896	1700	1880.1	1392.7	3.5979	1025	4.761
1120	1184.28	862.79	3.09825	179.7	17.886	1750	1941.6	1439.8	3.6336	1161	4.328
1140	1207.57	880.35	3.11883	193.1	16.946	1800	2003.3	1487.2	3.6684	1310	3.944
1160	1230.92	897.91	3.13916	207.2	16.064	1850	2065.3	1534.9	3.7023	1475	3.601
1180	1254.34	915.57	3.15916	222.2	15.241	1900	2127.4	1582.6	3.7354	1655	3.295
1200	1277.79	933.33	3.17888	238.0	14.470	1950	2189.7	1630.6	3.7677	1852	3.022
1220	1301.31	951.09	3.19834	254.7	13.747	2000	2252.1	1678.7	3.7994	2068	2.776
1240	1324.93	968.95	3.21751	272.3	13.069	2050	2314.6	1726.8	3.8303	2303	2.555
1260	1348.55	986.90	3.23638	290.8	12.435	2100	2377.4	1775.3	3.8605	2559	2.356
1280	1372.24	1004.76	3.25510	310.4	11.835	2150	2440.3	1823.8	3.8901	2837	2.175
						2200	2503.2	1872.4	3.9191	3138	2.012
						2250	2566.4	1921.3	3.9474	3464	1.864

Source: Tables A-22 are based on J. H. Keenan and J. Kaye, *Gas Tables*, Wiley, New York, 1945.

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Kabupaten Sidoarjo pada tanggal 17 Juli 1995, dari pasangan Bapak Sugeng Budi Santoso dan Ibu Datik. Penulis merupakan anak pertama dari empat bersaudara. Jenjang pendidikan formal yang pernah ditempuh adalah TK Persada, SD Kemala Bhayangkari 1 Surabaya, SMP Negeri 22 Surabaya, dan lanjut ke jenjang pendidikan pada tingkat SMA Negeri 10 Surabaya.

Pada tahun 2013 penulis mengikuti ujian masuk Program Diploma III ITS dan diterima sebagai mahasiswa di Program Studi D III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan NRP 2113 030 071. Penulis mengambil bidang keahlian Konversi Energi sesuai dengan kelas yang diikuti dan mengambil Tugas Akhir dibidang yang sama.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam Organisasi Mahasiswa. Kegiatan yang pernah diikuti penulis diantaranya GERIGI (Generasi Integralistik) ITS (2013), PKTI (Pelatihan Karya Tulis Ilmiah). PT. Yuwana Karya Catur Manunggal merupakan tempat kerja praktek penulis selama kurang lebih 1 bulan pada tahun 2016.

Alamat email : fikrilogi@gmail.com